



Universidad
Carlos III de Madrid

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

CICLOS SUPERCRÍTICOS EN CENTRALES TERMOSOLARES

TRABAJO FIN DE GRADO

Titulación: Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Autor: Belén de Gracia Aponte

Tutor: María de los Reyes Rodríguez Sánchez

ÍNDICE

RESUMEN.....	1
ABSTRACT	2
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	3
1.1 Contexto general	3
1.1.1 Evolución del sector energético en los últimos años a nivel mundial.....	3
1.1.2 Evolución del sector energético en España.....	4
1.2 Previsiones futuras	8
1.3 Medidas para la conservación del medio ambiente	9
1.4 Motivación del proyecto	10
1.4 Objetivo	11
1.5 Estructura de la memoria	12
CAPÍTULO 2. ENERGÍA SOLAR.....	13
2.1 Potencia del sol.....	13
2.2 Técnicas de aprovechamiento de energía solar.....	14
2.2.1Energía solar fotovoltaica.....	14
2.2.2Energía solar térmica.....	15
2.2.3 Comparación entre técnicas de concentración solar	20
2.3 Historia y evolución de la energía solar. Estado del arte	20
2.3.1 Evolución histórica.....	20
2.3.2 Estado de arte en centrales termosolares de torre central.	22
CAPÍTULO 3: CICLO DE RANKINE	24
3.1 Ciclo Rankine subcrítico.....	25
3.1.1 Ciclo Rankine ideal.....	25
3.1.2 Ciclo Rankine real: irreversibilidades en los procesos.....	29
3.1.3 Mejoras en el ciclo Rankine	31
3.1.4 Variaciones en el ciclo de Rankine	33

3.2 Ciclo Rankine supercrítico vs subcrítico	38
CAPÍTULO 4: CICLOS SUPERCRÍTICOS EN CENTRALES TERMOSOLARES.....	39
4.1 Consideraciones tecnológicas a tener en cuenta	40
4.2 Descripción de los casos de estudio	41
4.2.1 Punto de partida.....	44
4.2.2 Thermoflow y Thermoflow Lite	45
4.2.3 Esquema final	49
4.2.4 Hipótesis de partida.....	50
4.2.5 Cálculos previos.....	50
4.2.6 Problemas en la simulación.....	56
CAPÍTULO 5: RESULTADOS	62
5.1 Rendimiento del bloque de potencia	62
5.1.1 Rendimiento - Relación de presiones (PrecPT). Rendimiento – Presión Final.....	63
5.1.2 Rendimiento – Temperatura Total.....	69
5.1.3 Rendimiento – Presión Total	70
5.2 Rendimiento total.....	72
5.3 Comparación de resultados con estudios previos.....	73
CAPÍTULO 6: COSTES	78
6.1 Marco regulador	83
CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES	85
ANEXO I : Diferencias entre software Cyclepad-Thermoflo	86
REFERENCIAS	91

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Evolución del consume de energía (en Mtep) a nivel mundial.....	3
Figura 2: Distribución del consumo por fuentes de energía.....	4
Figura 3: Evolución del consumo de energía primaria en España.....	5
Figura 4: Potencia instalada en España (1995-2013).....	5
Figura 5: Potencia instalada (en MW) por fuente de generación.....	6
Figura 6: Evolución histórica de la generación eléctrica en España	6
Figura 7: Importaciones y autoabastecimiento en España (año 2012).....	7
Figura 8: Evolución de la producción interior en España y grado de autoabastecimiento (2000-2014).....	7
Figura 9: Promedio anual de irradiación sola en kWh/m ²	13
Figura 10: Irradiancia media en kW/m ² día.....	14
Figura 11: Esquema colector plano	15
Figura 12: Captadores cilindro-parabólicos.....	16
Figura 13: Esquema disco parabólico (DP).....	17
Figura 14: Esquema reflectores Fresnel.....	17
Figura 15: Esquema central de potencia.....	17
Figura 16: Esquema sistema de torre central.....	18
Figura 17: Campo de heliostatos Norte-Sur.....	19
Figura 18: Campo de heliostatos circundante.....	19
Figura 19: Esquema central termosolar de torre central.....	20
Figura 20: Desarrollo energía solar.....	22
Figura 21: Evolución energía solar de concentración.....	22

Figura 22: Evolución de la potencia solar instalada en España (2004-2015).....	22
Figura 23: Esquema ciclo Rankine (parte izquierda); diagrama T-S (parte derecha).....	25
Figura 24: Ciclo Rankine ideal.....	28
Figura 25: Ciclo de Rankine ideal temperaturas límite.....	29
Figura 26: Diagrama h-S caída de presión entre caldera y turbina.....	30
Figura 27: Diagrama T-S caída de presión entre caldera y turbina.....	30
Figura 28: Diagrama T-S efecto disminución presión final de expansión.....	31
Figura 29: Diagrama h-S efecto disminución presión final de expansión.....	31
Figura 30: Diagrama T-S y diagrama h-S efecto aumento de la temperatura de expansión.....	32
Figura 31: Gráfico eficiencia-presión inicial de expansión.....	33
Figura 32: Esquema ciclo Rankine con recalentamiento.....	34
Figura 33: Diagrama T-S ciclo Rankine con recalentamiento.....	34
Figura 34: Diagrama h-S ciclo Rankine con recalentamiento.....	34
Figura 35: Esquema ciclo de Rankine regenerativo.....	35
Figura 36: Diagrama T-S ciclo Rankine regenerativo.....	36
Figura 37: Diagrama h-S ciclo Rankine regenerativo.....	36
Figura 38 Esquema ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.....	37
Figura 39: Diagrama T-S ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.....	38
Figura 40: comparación ciclo supercrítico vs ciclo subcrítico.....	38
Figura 41: Generador de vapor Once-Through.....	41
Figura 42: Efecto de la presión de recalentamiento.....	42
Figura 43: Esquema de referencia 1.....	45
Figura 44: Esquema de referencia 2.....	45
Figura 45: División esquema de referencia.....	47
Figura 46: Thermoflow diseño Feedwater Heater.....	48
Figura 47: Esquema final.....	49
Figura 48: Proceso de adición de calor.....	51
Figura 49: Esquema proceso de adición de calor.....	51
Figura 50: Esquema de referencia “parte solar”	53

Figura 51: Heat Adder (Thermoflow).....	55
Figura 52: Esquema final sección de la parte 2. (Thermoflow).....	56
Figura 53: Esquema final parte 1 (Thermoflow).....	57
Figura 54: Esquema explicativo problemas con la simulación.....	58
Figura 55: Rendimiento – relación de presiones 1.....	64
Figura 56: Rendimiento – relación de presiones 2.....	65
Figura 57: Rendimiento – relación de presiones 3.....	66
Figura 58: Rendimiento – relación de presiones 4.....	66
Figura 59: Rendimiento – relación de presiones 5.....	67
Figura 60: Rendimiento – relación de presiones 6.....	67
Figura 61: Rendimiento – temperatura total.....	69
Figura 62: Rendimiento – presión total 1.....	70
Figura 63: Rendimiento – presión total 2.....	71
Figura 64: Rendimiento – presión total 3.....	72
Figura 65: Rendimiento – presión total.....	75
Figura 66: Rendimiento bloque de potencia- Presión total (resultado simulaciones)....	76
Figura 67: Rendimiento – Temperatura.....	77
Figura 68: Desglose costes central termosolar.....	78
Figura 69: Receptores solares.....	80
Figura 70: Comparativa LEC (€/KWh).....	81
Figura 71: Desglose de costs del Sistema de captación solar.....	82
Figura 72: Evolución de los costes de inversión de las estructuras metálicas.....	82
Figura 73: Evolución del coste de inversión total de la central.....	86
Figura 74: Esquema de referencia Thermoflow.....	86
Figura 75: Esquema Cyclepad.....	88
Figura 76: Resultados Thermoflow – Cyclepad.....	89
Figura 77: Resultados ciclos subcrítico 1 Cyclepad.....	90
Figura 78: Modelizado Caldera 2 Cyclepad.....	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Tabla comparativa tipos de captadores.....	20
Tabla 2: Ciclos iniciales.....	41
Tabla 3: Ciclos simulados.....	43
Tabla 4: Resultado simulaciones.....	63
Tabla 5: Rendimiento – relación de presiones 1.....	64
Tabla 6: Rendimiento – relación de presiones 2.....	65
Tabla 7: Rendimiento – relación de presiones 3.....	65
Tabla 8: Rendimiento – relación de presiones 4.....	66
Tabla 9: Rendimiento – relación de presiones 5.....	67
Tabla 10: Rendimiento – relación de presiones 6.....	67
Tabla 11: Rendimiento – temperatura total.....	69
Tabla 12: Rendimiento – presión total 1.....	70
Tabla 13: Rendimiento – presión total 2.....	71
Tabla 14: Rendimiento – presión total 3.....	72
Tabla 15: Rendimiento receptor solar.....	73
Tabla 16: Rendimiento total.....	73
Tabla 17: Resultados studio [5*].....	74
Tabla 18: Rendimiento – presión total [5*].....	75
Tabla 19: Rendimiento – presión total (comparativa).....	75

Tabla 20: Rendimiento – Temperatura [5*].....	76
Tabla 21: Resultados estudio [2*].....	77
Tabla 22: Costes central termosolar con receptor tubular externo [3*].....	70
Tabla 23: Resultados Thermoflow – Cyclepad.....	88
Tabla 24: Resultados ciclos subcrítico 1 Thermoflow.....	89

NOMENCLATURA

- Mtep (millones de toneladas equivalente de petróleo)
- Ktep (miles de toneladas equivalente de petróleo)
- Mtoe (millones de toneladas equivalente de petróleo)
- MW (megavatio = $10^6 W$)
- GW (gigavatio = $10^9 W$)
- MWe (megavatio eléctrico=
- Mb/d (millones de barriles por día)
- bcm (billón de metros cúbico)
- KNO_3 (nitrato de potasio)
- $NaNO_3$ (nitrato de sodio)
- GNL (gas natural licuado)
- OCDE (Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico)
- AIE (Agencia Internacional de la Energía)
- IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía)
- LEC (coste de producción de la electricidad)

RESUMEN

Es indudable el interés que existe hoy en día alrededor de la búsqueda de nuevas fuentes de energía y el desarrollo de las energías renovables así como la tendencia general a ir hacia un desarrollo sostenible alejándonos paulatinamente de los antiguos combustibles fósiles como el carbón o el petróleo. La preocupación sobre el agotamiento de los recursos y el daño que estamos generando al medio ambiente va en aumento y eso hace que se investigue y se invierta en nuevas tecnologías que nos permitan obtener energía de una forma más limpia e inagotable. La inversión e investigación sobre fuentes de energía alternativas a las tradicionales ha sufrido altibajos a lo largo de la historia, causados principalmente por el estado económico y las crisis que se han sufrido

El presente proyecto, atendiendo a la necesidad existente de optar por las energías renovables y buscar que sean una alternativa que cubra 100% la demanda, se centra en el estudio de las centrales termosolares de torre central. En concreto lo que se busca con este trabajo es comparar dentro de estas plantas diferentes ciclos (subcríticos y supercríticos). Haciendo un análisis paramétrico de estos ciclos podremos ver las mejoras que nos ofrece en cuanto a eficiencia el hecho de aumentar la presión del vapor que recorre las turbinas. Para poder hacer esta comparativa simularemos varios ciclos con el programa Thermoflow. El ciclo de producción de potencia utilizado será el conocido como ciclo de Rankine regenerativo y con recalentamiento.

Como veremos a lo largo de este trabajo el hecho de pasar de ciclos subcríticos a ciclos supercríticos nos dará una mejora notable en cuanto al rendimiento del bloque de potencia, pero no podemos asumir con esto que todo el trabajo esté hecho, ya que hay ciertas limitaciones tecnológicas que debemos superar y también existen variaciones en los costes que será importante analizar.

ABSTRACT

It's undoubtable the growing interest existing nowadays in the search of new energy sources and the development of already consolidated renewable energies. It is also certain that the general tendency is shifting towards sustainable development, moving further away from our traditional fossil fuel economies. Worries about the scarcity of resources and present state of the planet caused by our actions, are on the rise, and it's forcing investors and investigators to develop new technologies which would hopefully provide with clean and endless energy. Investment on alternative technologies, as opposed to traditional, has been suffering a series of ups and downs throughout history, caused largely by the current economic state and the never ending humanitarian crisis.

The ongoing project, attending the existing needs of opting for renewable energies and assuring that they turn up as an alternative which covers 100% of the demand, is focused on the study of Solar-Thermal Power Plants.

Specifically, it is aiming to compare the different cycles (subcritic and supercritic) inside this spectrum of power plants. Analysing these cycles leads to finding possible improvements in terms of efficiency in increasing the water vapour pressure in the turbines.

In order to make this comparison, we will be simulating different cycles with the Thermoflow program. The power production cycles used will be the one known as the Rankine cycle, regenerative and overheating.

As we'll see through the project, the fact of shifting from subcritic cycles to supercritic, will give us a noticeable upgrade in the optimisation of power. Nevertheless, we can't assume all work is done since there are certain technological limitations we should overcome and investigate as well as cost variations we ought to analyse.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se ofrecerá una visión general del panorama energético global, los retos que se deben afrontar a nivel mundial, europeo y especialmente a nivel español. Centraremos la atención en la evolución de la demanda energética, así como de los diferentes tipos de combustibles en los últimos años. Hablaremos también de la previsión de demanda para los próximos años y así de esta forma podremos imaginar la difícil situación que dicho sector atraviesa debido a la creciente demanda y al agotamiento de recursos tales como el petróleo. Todo esto nos llevará a reflexionar sobre la necesidad de impulsar las fuentes de energía renovables, la búsqueda de métodos más eficientes como por ejemplo el tratado en este trabajo (ciclos supercríticos en centrales termosolares) buscando con esto un desarrollo sostenible.

1.1 Contexto general

1.1.1 Evolución del sector energético en los últimos años a nivel mundial

En el siguiente gráfico podemos observar la evolución del consumo de energía en las diferentes regiones del mundo entre los años 1990 y 2011 .

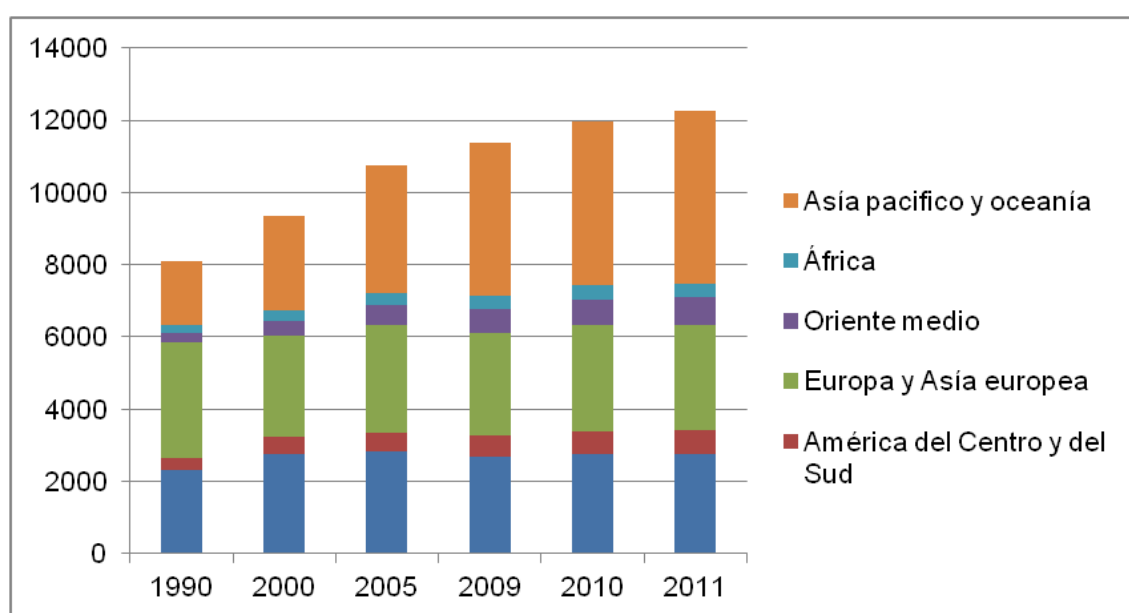


Figura 1: Evolución del consumo de energía (en Mtep) a nivel mundial [19*]

Como podemos observar en la figura [1] el consumo de energía primaria ha aumentado de manera más que considerable pasando de unos 8000 Mtep en el año 1990 a más de 12000 Mtep en el año 2011. En dicha figura destaca particularmente el aumento del consumo en la región de Asia debido a las economías emergentes de países como China o India.

A continuación en la figura 2 se analiza la distribución del consumo por fuentes de energía en las diferentes regiones.

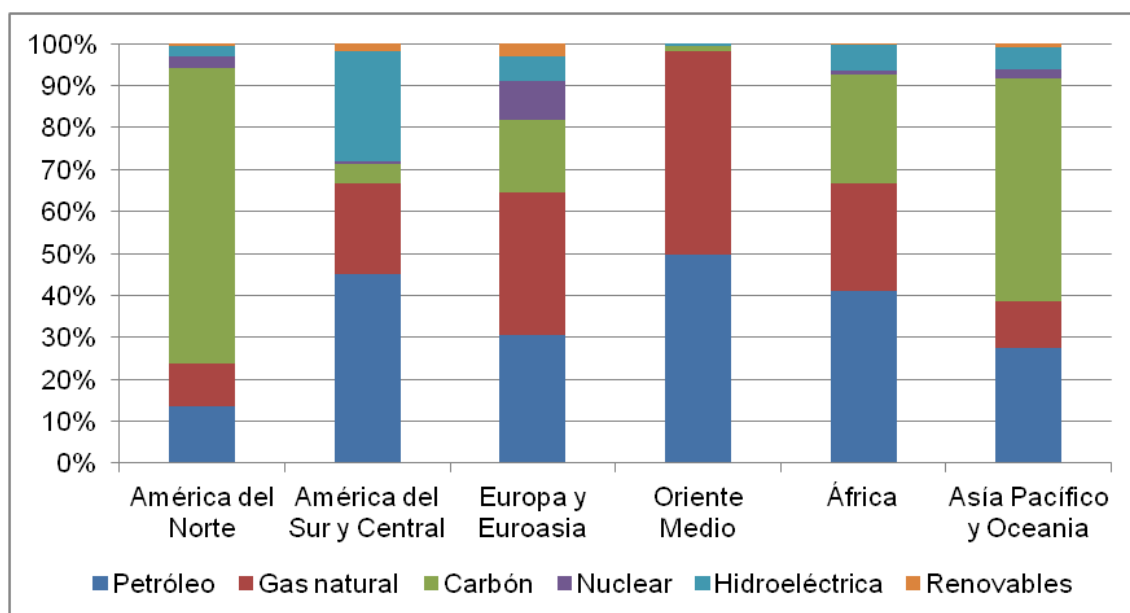


Figura 2: Distribución del consumo por fuentes de energía [19*]

En las zonas más desarrolladas, las diferentes energías utilizadas tienen una presencia relativamente equitativa en el total. Es decir, estas regiones cuentan con la opción de optar por una diversificación de las fuentes, lo cual asegura el suministro energético. Eso significa, también, que pueden seleccionar fuentes energéticas más eficientes y menos contaminantes. Por otro lado, en las zonas menos desarrolladas, las diferentes energías que se usan vienen determinadas por factores económicos y geográficos.

Estas diferencias entre regiones se explican, básicamente, por el hecho de que las zonas más ricas tienen acceso a tecnologías más desarrolladas, lo cual les ofrece la posibilidad de obtener suministro energético en lugares más remotos, mientras que los países más pobres están más limitados tecnológicamente y sujetos, pues, a los recursos de su entorno.

1.1.2 Evolución del sector energético en España

Este apartado se centrará en exponer el panorama energético en España basándose en la evolución de dicho sector en los últimos años.

-Consumo en España

En España el consumo de energía primaria ha ido aumentando en los últimos años, hasta alcanzar su nivel máximo en el 2007 con un total de 105.753 Ktep. Se puede observar que el consumo ha

descendido desde este año en adelante debido en parte a que el crecimiento económico y desarrollo tecnológico que venía acaeciendo en el país se vio interrumpido por la crisis económica.

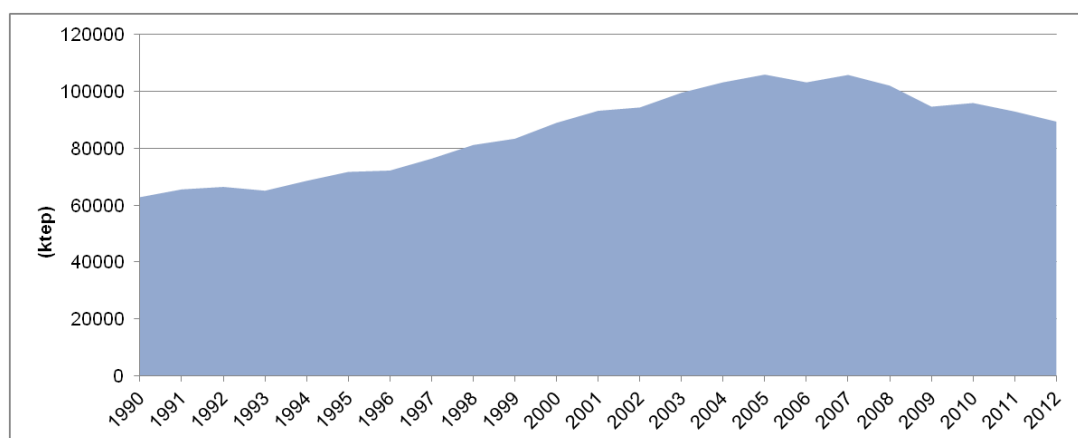


Figura 3: Evolución del consumo de energía primaria en España. [16*]

-Potencia instalada

Para hacer frente a este aumento de la demanda la potencia instalada ha debido aumentar en concordancia pasando de una potencia instalada en España de unos 45.000 MW hasta 102.308 MW entre los años 1995-2013 (según datos de Red Eléctrica Española)

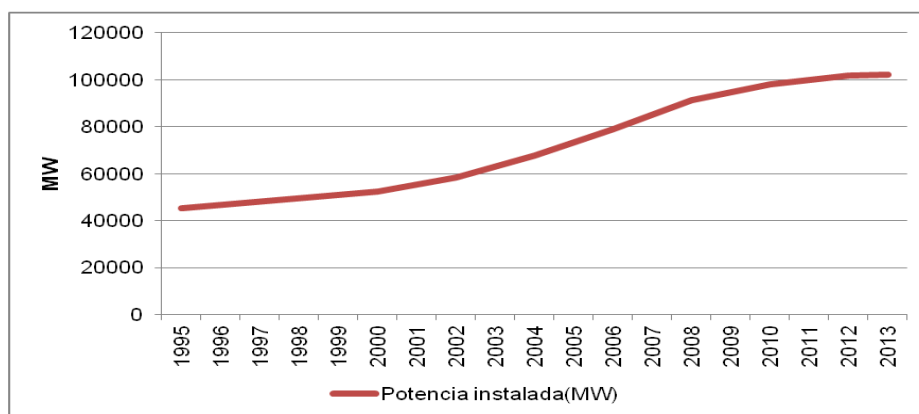


Figura 4: Potencia instalada en España (1995-2013). [17*]

Este crecimiento de la capacidad de generación eléctrica es debido

- La instalación de energía eólica, que entre los años 1995 y 2013 se ha incrementado en 22.750MW
- La instalación de energía solar, que ha aumentado en 4.438 MW

-La implantación de centrales de ciclo combinado y cogeneración que no existían en nuestro país hasta el 2001 y han llegado a aportar en 2013 25.353 MW a la potencia total instalada.

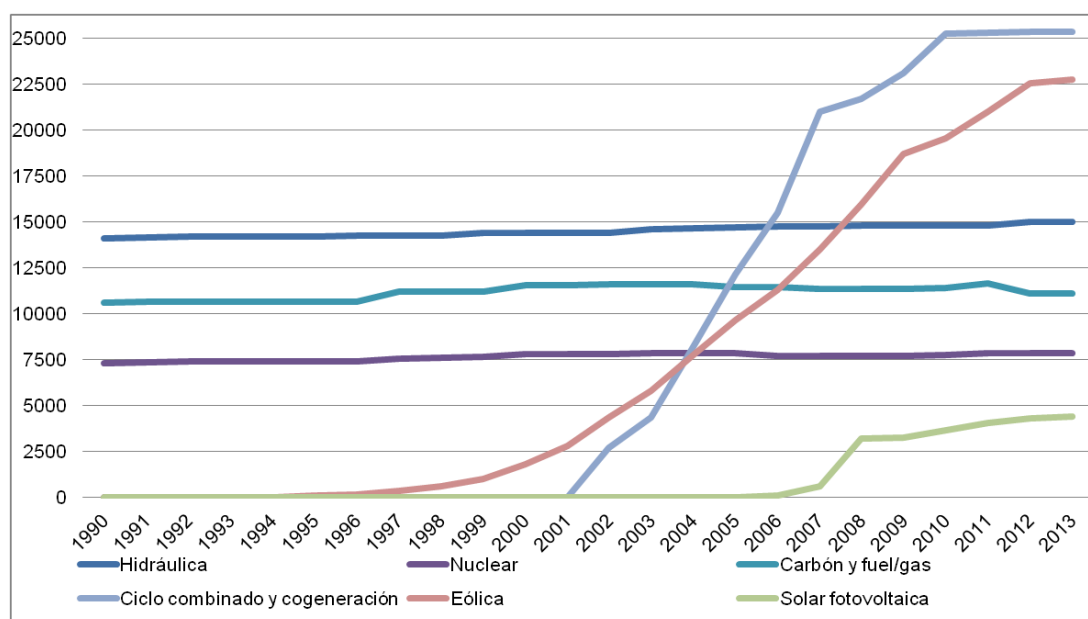


Figura 5: Potencia instalada (en MW) por fuente de generación [17*]

-Origen de la energía en España

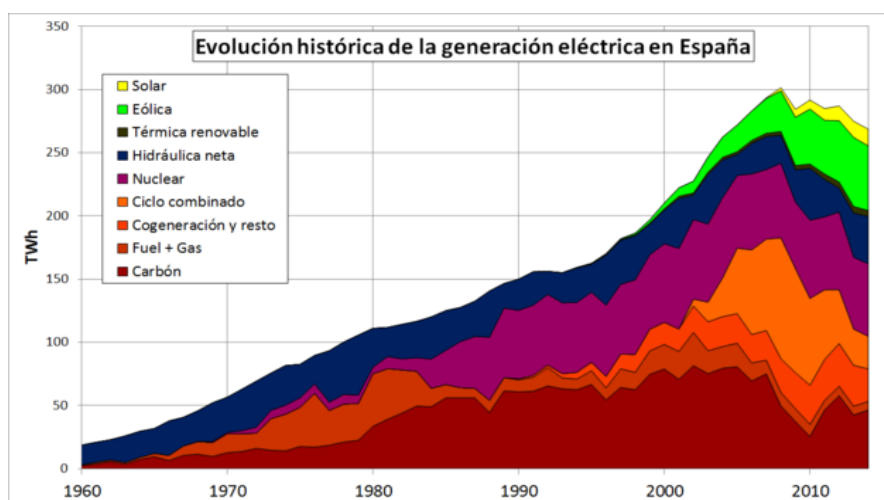


Figura 6: Evolución histórica de la generación eléctrica en España (1960-2010) [21*]

La energía eléctrica generada en España ha ido evolucionando en los últimos años desde un 56% de dicha energía generada en centrales térmicas de combustibles fósiles en el año 2000 a un aumento de las energías renovables, que llegaron a cubrir el 26% de la demanda en 2009, y la creación de numerosas centrales de ciclo combinado que este mismo año cubrieron el 29% de la demanda convirtiéndose en la principal fuente de generación eléctrica. Por otra parte la producción de energía hidráulica varía con los años (en función de las precipitaciones)

En el campo de la energía nuclear las seis centrales nucleares españolas han visto mermada su participación en el mix energético (figura [6]) pasando de abarcar el 35% en 1996 a un 20% en el año 2013.

-Dependencia energética de España

Uno de los elementos que ha limitado el desarrollo económico de España ha sido la pobreza de recursos energéticos, en concreto la carencia de hidrocarburos líquidos y gaseosos y la mala calidad del carbón existente en el país. La escasez de recursos ha condenado históricamente al sistema energético nacional a una situación de déficit y dependencia exterior. El grado de autoabastecimiento se sitúa en las dos últimas décadas entre el 20 y el 25%.

Como podemos observar en la figura [7] España tiene la necesidad de importar casi todo el petróleo y el gas natural que consume, así como buena parte del carbón debido como ya hemos comentado a la mala calidad del carbón nacional.

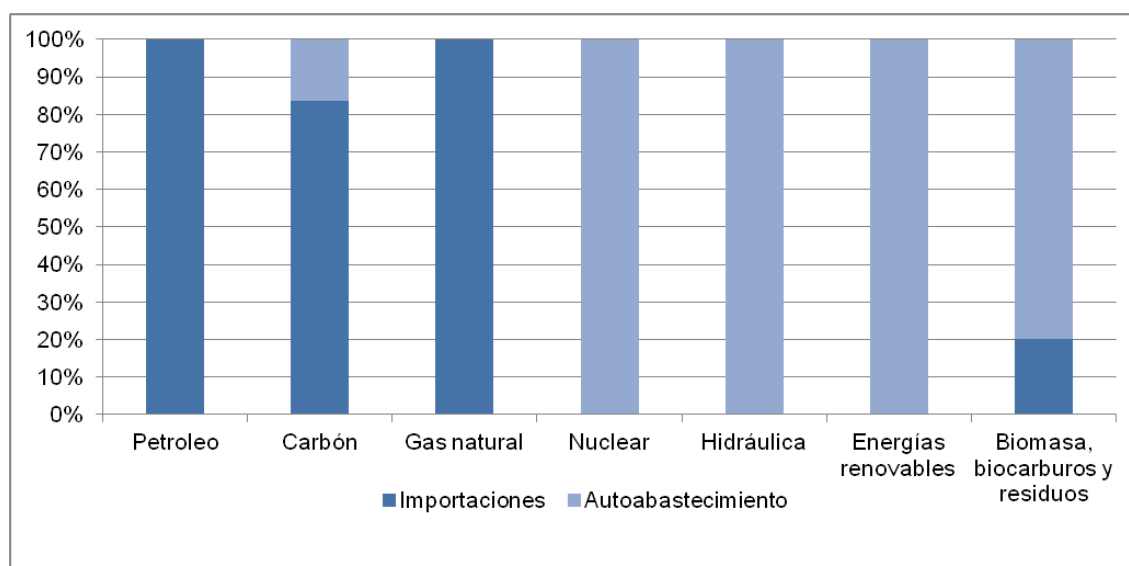


Figura 7: Importaciones y autoabastecimiento en España (año 2012) [16*]

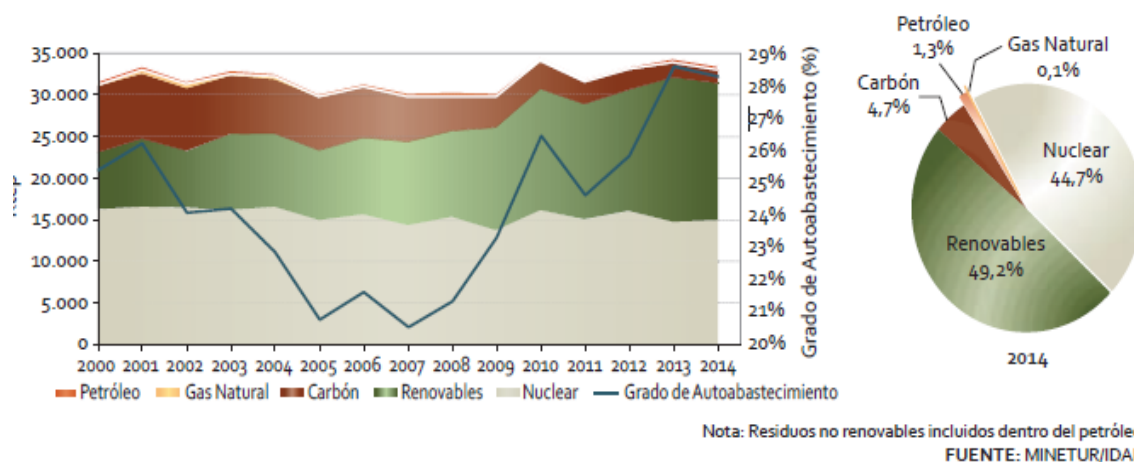


Figura 8: Evolución de la producción interior en España y grado de autoabastecimiento (2000-2014) [20*]

1.2 Previsiones futuras

A continuación se explican los principales aspectos de la evolución de los mercados energéticos internacionales durante los últimos años de acuerdo con análisis efectuados por la Agencia Internacional de la Energía (AIE)

-Mercado del petróleo: según la AIE se estima un crecimiento de la demanda mundial de 14 Mb/d entre los años 2014 y 2040, con el 75% del mismo para el sector transporte.

-Mercado del gas natural: Se espera un crecimiento importante de este recurso a nivel mundial, desde los 300 bcm de 2012 a los 550 bcm en 2040 convirtiéndose así en el combustible más demandado.

La cuota de GNL (gas natural licuado) crecerá a nivel mundial.

-Mercado de carbón: aunque el carbón es abundante y su suministro seguro, su uso futuro estará limitado por las medidas para reducir las emisiones de CO₂. Dichas emisiones de gases de efecto invernadero van a tener un papel muy relevante en las perspectivas energéticas.

La demanda seguirá experimentando crecimiento hasta llegar a las 6000 Mtoe en 2040. Casi dos tercios de este aumento se estima que se registren en los próximos años (2014-2030). El crecimiento en los años posteriores se reducirá debido a varios motivos: la demanda disminuirá en los países de la OCDE, incluido Estados Unidos, donde el uso de carbón para la generación de electricidad se reducirá en más de un tercio; la demanda de carbón en China crecerá a menores ritmos por razones medioambientales y se estabilizará en torno a 3000 Mtoe.

-Mercado eléctrico: el mercado eléctrico tendrá un crecimiento importante. De los 6000 GW de potencia instalada en el año 2014 pasará a los 10700 GW en 2040. Además hay que tener en cuenta los reemplazamientos de las instalaciones anticuadas y poco eficientes, lo que implicará añadir otros 7200 GW de aquí a 2040.

La proporción de las renovables en el mix de la generación eléctrica crecerá más en los países de la OCDE, alcanzando un 37%. Globalmente, la energía eólica ostentará el mayor crecimiento en materia de generación a partir de renovables (34%); le seguirán la energía hidráulica (30%) y la solar (18%)

La integración de dichas energías desde el punto de vista de mercado como técnico resulta algo difícil ya que son energías discontinuas. Dependiendo de las ayudas y de la reducción de costes por economías de escala la producción de energía solar y eólica podría multiplicar su crecimiento.

El uso de biocombustible será más del triple que el actual, alcanzando los 4,6 Mb/d.

- Energía nuclear: la energía nuclear tiene características específicas que respaldan el compromiso de muchos países a mantenerla como una opción futura.

Los países que importan energía pueden así reducir su dependencia externa y limitar su exposición a las variaciones de precio de los combustibles en los mercados internacionales.

La energía nuclear es una de las opciones disponibles para reducir las emisiones de CO₂. Se calcula que la energía nuclear ha evitado la emisión de unas 56 gigatoneladas de CO₂ entre los años 1971-2014.

La generación de origen nuclear permanece como un elemento esencial de las estrategias energéticas. Este sector crecerá casi un 60% (de 392 GW en 2013 a 620GW en 2040).

La situación final será que la generación de energía de este tipo se dividirá a partes iguales en 2040 entre los países OCDE y los no-OCDE.

1.3 Medidas para la conservación del medio ambiente

-Protocolo de Kioto: la Convención Marco del Cambio Climático de las Naciones Unidas adoptó, a finales del año 1997, el Protocolo de Kioto, por el cual los países industrializados y de economías en transición se comprometieron a limitar las emisiones de gases de efecto invernadero (dióxido de carbono, metano, óxido nitroso, hidrofluorocarburos, perfluorocarbonos y hexafluoruro de azufre) entre 1990 y el periodo 2008-2012.

La Unión Europea se comprometió a reducir sus emisiones totales medias durante el período 2008-2012 en un 8% respecto a las de 1990. A cada país miembro se le otorgó un margen distinto en función de diversas variables económicas y medioambientales según el principio de “reparto de carga”. Tras dicho reparto España se comprometió a limitar el aumento de sus emisiones en un 15%, pero no ha sido capaz de cumplir lo pactado, ya que según los datos recogidos el incremento de las emisiones de gases de efecto invernadero fueron de un 42,7% (respecto al año base 1990) en el año 2008. A partir de este año se pusieron en práctica ciertas medidas para reducir estas emisiones consiguiendo llegar a un incremento de cerca del 24% en el año 2015 (respecto al año base)

-XXI Conferencia Internacional sobre Cambio Climático: entre el 30 de noviembre y el 11 de diciembre de 2015 se celebró la XXI Conferencia de las Partes de la Convención Marco de las Naciones Unidas con el principal objetivo de llegar a un nuevo acuerdo internacional sobre el cambio climático, con compromisos cuantitativos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. El objetivo general de la Convención era reducir las emisiones de gases de efecto invernadero para limitar el aumento de temperatura global a 2°C.

Como resultado de esta conferencia los 195 países participantes llegaron a un pacto global, el Acuerdo de París, para reducir las emisiones de estos gases y mantener el calentamiento global por debajo de los 2°C.

-Directiva 2009/28/CE del 23 de abril de 2009: la Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 23 de abril de 2009, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables contempla objetivos obligatorios de energías renovables para la UE y para cada uno de los Estados miembros en el año 2020, y la elaboración por parte de los mismos de planes de acción nacionales para alcanzar los objetivos.

A raíz de dicha directiva el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio de España publica un informe a fecha 29 de diciembre de 2009 en el que se expone en primer lugar la estimación de la demanda de energía procedente de fuentes renovables para 2020, y en segundo lugar el cálculo del exceso de producción de energía procedente de fuentes renovables que podría transferirse a otros Estados miembros.

Según las conclusiones de éste informe:

-La estimación realizada establece una aportación de energías renovables al consumo final bruto de energía del 22.7% en el año 2020, frente a un objetivo para España del 20% para el mismo año, lo que equivale a unos excedentes de energía renovable de uso 2.7 millones de tep que podrían ser transferidos a otros países.

-El mayor potencial de desarrollo de las fuentes renovables en España corresponde a las áreas de generación eléctrica, con una contribución de las energías renovables a la generación bruta de electricidad del 42.3% en el año 2020

-Marco de actuación en materia de clima y energía hasta el año 2030: el Consejo de la Unión Europea del 23 y 24 de octubre de 2014 ha acordado el marco de actuación de la Unión Europea en materia de clima y energía hasta el año 2030. Los objetivos establecidos en este marco son:

-Objetivo vinculante para toda la UE de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero de la Unión por lo menos en un 40% para el año 2030 con respecto a los valores de 1990

-Se fija el objetivo vinculante a escala de la UE de que la cuota de energías renovables dentro del consumo de energía de la UE en 2030 sea como mínimo del 27%.

-Se fija a escala de la UE un objetivo indicativo consistente en que la eficiencia energética mejore al menos en un 27% en 2030 con respecto a las previsiones de consumo energético futuro, sobre la base de los criterios actuales.

1.4 Motivación del proyecto

A raíz de lo anteriormente expuesto podemos encontrar diferentes motivos que invitan a reflexionar sobre el estado actual del sector energético tanto a nivel mundial como nacional. A continuación enumeraremos dichas causas que impulsan a la inversión en el desarrollo de nueva tecnología enfocada hacia una mejora de la eficiencia energética y una búsqueda de desarrollo sostenible basado en fuentes de energía renovable:

1. Aumento de la demanda energética: como podemos ver al principio de este capítulo la demanda de energía primaria a nivel mundial no para de crecer, motivando dicho crecimiento el auge de economías emergentes en zonas como Oriente Medio o China.
2. Agotamiento de los recursos fósiles: la demanda de energía primaria ha estado satisfecha principalmente mediante el uso de combustibles fósiles (como el petróleo) que de seguir explotando de la manera que se viene haciendo acabarán por agotarse.

3. Dependencia energética de España: nuestro país dentro del marco internacional tiene una posición especial ya que como hemos visto España es un país que tiene una alta dependencia energética ya que en su territorio no se encuentran combustibles fósiles o estos son de baja calidad. Esta es una razón más para invertir en el desarrollo de plantas de energías renovables y buscar cubrir las necesidades energéticas de esta manera.
4. Conservación del medio ambiente: la emisión de gases de efecto invernadero es perniciosa para el medio ambiente, originando como una de sus consecuencias el aumento de la temperatura global. Anteriormente se han expuesto algunos de los últimos protocolos, directivas o decretos relacionados con la conservación del medio ambiente, todos ellos dirigidos hacia la reducción de la emisión de dichos gases y el impulso de energías renovables.

Los últimos gobiernos de este país se han comprometido con los diferentes países y sobretodo con la Unión Europea en el cumplimiento de una serie de objetivos en materia energética, siendo prioritarios la disminución del consumo de energía procedente de combustibles fósiles, la mejora en la eficiencia energética, la reducción de emisiones contaminantes, y el aumento progresivo de la participación de energías renovables en el mix energético.

Por todo esto en este trabajo se estudiará la viabilidad de construcción de una central termosolar de ciclo supercrítico, satisfaciendo así algunos de los objetivos anteriormente citados como el uso de energías renovables y la mejora de la eficiencia energética al pasar de ciclos subcríticos a supercríticos.

1.4 Objetivo

Queda claro con lo descrito anteriormente la necesidad de dar un giro a la forma tradicional de generación de energía, con este objetivo va destinado el trabajo. En éste el punto principal es el estudio de los ciclos supercríticos en centrales termosolares.

Centraremos el análisis en el rendimiento del bloque de potencia, y en cómo afectan diferentes parámetros al mismo. Veremos la variación del rendimiento del bloque de potencia en función de la presión máxima del ciclo, la temperatura y la presión de recalentamiento tanto para ciclos subcríticos como supercríticos trabajando con el ciclo de Rankine.

De esta forma finalmente podremos comentar la influencia que tiene cada parámetro sobre el rendimiento del bloque de potencia, para poder elegir los adecuados a la hora de diseñar una central de este tipo.

Tras este análisis paramétrico hablaremos también sobre otros factores que afectan a la hora de diseñar o escoger el tipo adecuado de ciclo que queremos implementar como son el rendimiento total, en el que influye además del bloque de potencia, el campo de heliostatos y el receptor y los costes.

Con esta información se podrá valorar los factores que influyen a la hora de escoger uno u otro diseño y los puntos sobre los que se debería invertir en investigación.

1.5 Estructura de la memoria

Ahora que sabemos el objetivo por el desarrollamos este trabajo y su motivación vamos a desarrollar el cuerpo del mismo. Para ello dividiremos esta memoria en varios capítulos.

En primer lugar haremos una introducción en el mundo de la energía solar, de esta manera veremos la multitud de formas de aprovechamiento de la radiación del sol, así como las principales diferencias entre ellas.

A continuación nos centraremos en la explicación del ciclo de Rankine. Ciclo de producción de potencia que se sigue en este trabajo. Este capítulo es de especial importancia, porque aquí podremos ver teóricamente el funcionamiento de este tipo de ciclo, los elementos que lo componen y sobre todo cómo afectan los diferentes parámetros como temperatura y presión sobre el rendimiento (punto central de este trabajo)

En el siguiente capítulo explicaremos el punto principal de este trabajo, las simulaciones realizadas para el estudio paramétrico de ciclos subcríticos y supercríticos en centrales termosolares. En este apartado intentaremos explicar el porqué de los ciclos simulados, cómo hemos hecho estas simulaciones con el programa escogido, las hipótesis de partida, los cálculos que hemos realizado y los problemas que nos hemos encontrado a la hora de simular.

Una vez hechas las simulaciones analizaremos en el capítulo 5 los resultados que hemos obtenido. Compararemos los ciclos grupos para poder analizar por separado el efecto de los diferentes parámetros. Veremos tanto en tablas como gracias a las gráficas el efecto de la temperatura total, presión total y presión de condensación sobre el rendimiento de potencia. No hay que olvidar que ya habremos hablado teóricamente sobre este punto en capítulos anteriores y los estaremos comprobando lo dicho experimentalmente. Además en ese mismo capítulo se comparan los resultados obtenidos con otros obtenidos en diferentes estudios que nos han servido como referencia. A parte del rendimiento del bloque de potencia (estudiado con las diferentes simulaciones) tendremos en cuenta el rendimiento del campo de heliostatos y del receptor que naturalmente afectan al rendimiento total de la planta y son factores a tener en cuenta.

Otro punto a tener en cuenta son los costes. Hablaremos de esto en el capítulo 6, señalando los subsistemas que más influyen en el coste de una central de este estilo, destacando el coste del bloque de potencia como el del sistema de captación de la energía solar. Buscaremos hacernos una idea del coste de una central de este estilo, sobretodo de la variación en coste que supone pasar de ciclos subcríticos a ciclos supercríticos utilizar. Con toda esta información finalizaremos con un apartado a modo de conclusión.

Además de lo anteriormente citado como parte de este trabajo, se habla en un anexo sobre las diferencias entre dos programas utilizados para realizar las simulaciones Cyclepad y Thermoflow.

CAPÍTULO 2. ENERGÍA SOLAR

La energía solar es la que llega a la Tierra en forma de radiación electromagnética proveniente del sol donde ha sido generada por un proceso de fusión nuclear. La energía solar puede transformarse en energía eléctrica o térmica, constituyendo así una fuente de energía renovable. Esta energía tiene numerosas ventajas, entre ellas es no contaminante, abundante y gratuita.

2.1 Potencia del sol

La potencia solar que recibe el planeta Tierra (fuera de la atmósfera) es de unos 173×10^{12} kW. Al atravesar la atmósfera algo más del 50% de la radiación es reflejada y absorbida por el nitrógeno, oxígeno, ozono etc. Al final la Tierra recibe una energía promedio de 3×10^{17} kWh al año, equivalente a 4000 veces el consumo del mundo entero en un año, lo cual nos indica la enorme potencia del sol y lo interesante que es desarrollar tecnologías para poder aprovechar esta radiación.

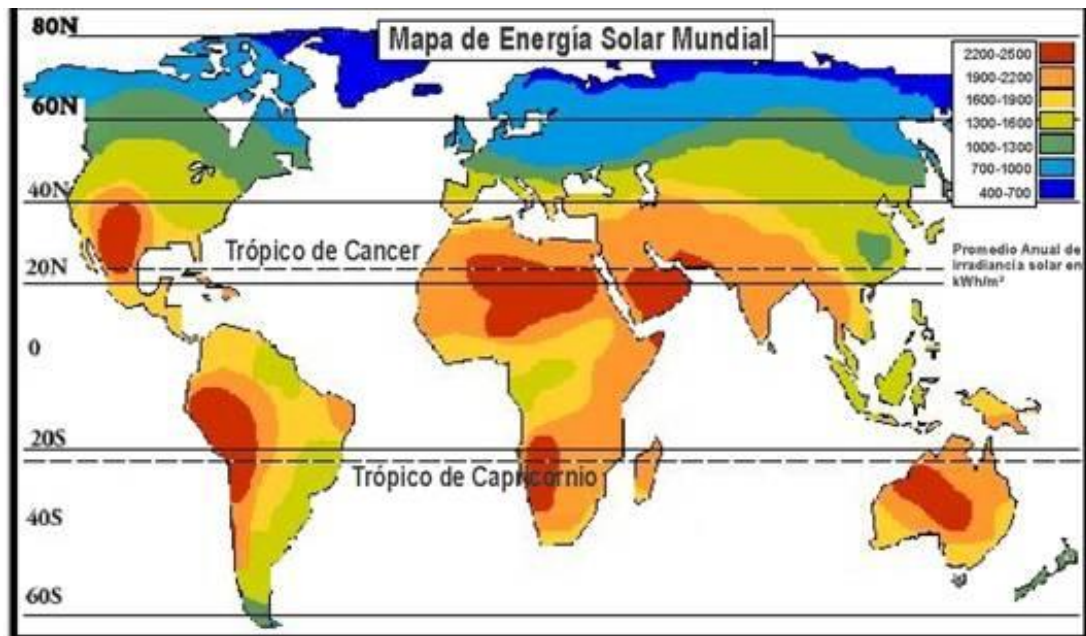


Figura 9: Promedio anual de irradiación sola en kWh/m² [22*]

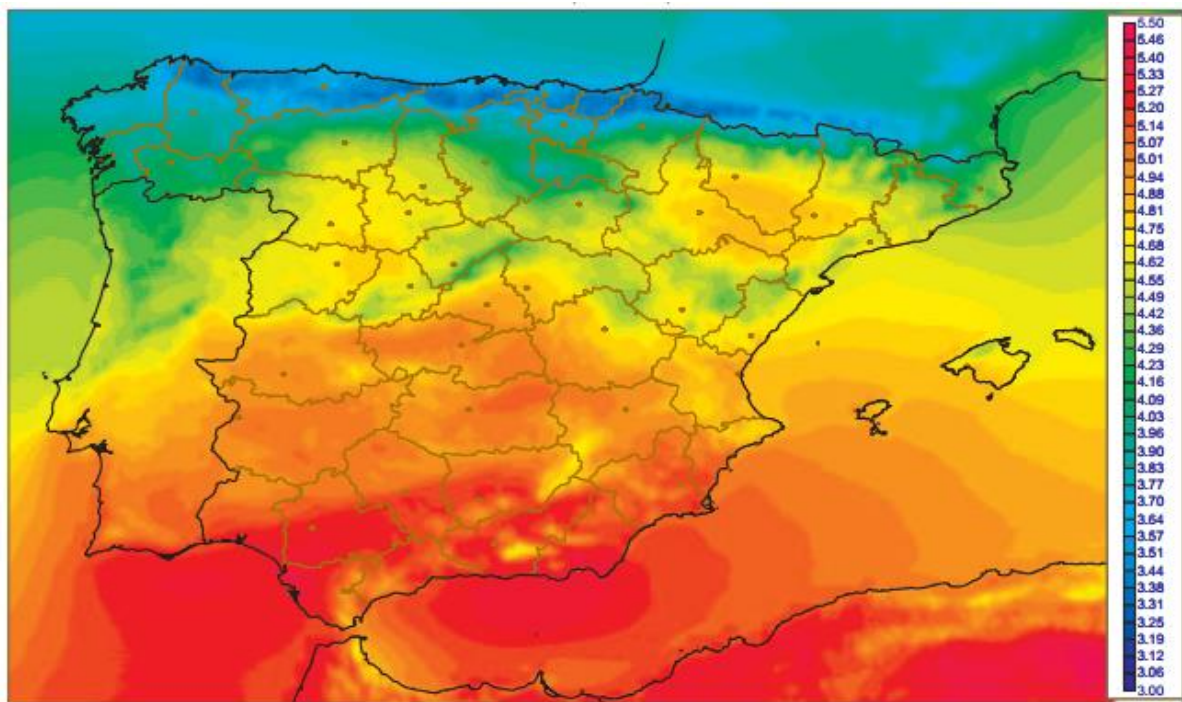


Figura 10: Irradiancia media en $\text{kW/m}^2 \text{ día}$. [22*]

2.2 Técnicas de aprovechamiento de energía solar

Las técnicas que se utilizan para aprovechar la radiación del sol se pueden dividir en dos grupos, técnicas pasivas y técnicas activas.

- 1) Dentro del primer grupo se encuentran las técnicas enmarcadas en la llamada arquitectura bioclimática, estas son por ejemplo: orientar los edificios al sol, seleccionar materiales con propiedades térmicas adecuadas, diseño de espacios con ventilación natural entre otras. Las técnicas pasivas aprovechan el calor del sol de forma directa sin transformarla en otro tipo de energía.
- 2) En el segundo grupo (técnicas activas) encontramos la energía solar fotovoltaica y la energía solar térmica. Ambos son métodos que utilizan la energía solar y la transforman en electricidad o energía térmica respectivamente.

2.2.1 Energía solar fotovoltaica

En este caso la energía solar se transforma en energía eléctrica utilizando para ello placas solares formadas por células fotovoltaicas (principalmente de silicio).

Los paneles fotovoltaicos producen electricidad a partir de la luz que incide sobre ellos gracias al efecto fotoeléctrico, de esta forma se produce corriente continua que más tarde puede convertirse en corriente alterna mediante un aparato llamado inversor y así poder inyectar esta electricidad a la red eléctrica.

Algunas de las aplicaciones de la energía solar fotovoltaica son: sistemas de autoconsumo fotovoltaico, sistemas de comunicación de emergencia, estaciones repetidoras de microondas y de radio, faros boyas y balizas de navegación marítima, bombeo para sistemas de riego, postes de SOS y parquímetros entre otras.

2.2.2 Energía solar térmica

La energía solar térmica aprovecha la energía del sol para producir calor que puede utilizarse ya sea para cocinar alimentos, calentar agua para uso doméstico (agua caliente sanitaria o calefacción) o producir energía eléctrica.

Para cualquiera de las aplicaciones de la energía solar la parte principal del sistema es el colector, también llamado captador, que es el artefacto que capta la energía solar y la convierte en energía útil (energía térmica). Podemos clasificar los diferentes tipos de colectores en tres grupos; colectores de baja, media y alta temperatura.

- -Colectores de baja temperatura: en este grupo se encuentran principalmente los colectores de tipo plano. Se utilizan para captar la energía del sol y calentar agua hasta unas temperaturas de unos 80°C ya que a partir de esta temperatura el rendimiento de los captadores planos convencionales es prácticamente nulo. Su aplicación principal es la producción de ACS (agua caliente sanitaria). Su principio de funcionamiento se basa en una “trampa de calor” que conjuga el efecto de cuerpo negro con el efecto invernadero para conseguir absorber la mayor parte de la radiación tanto directa como difusa.

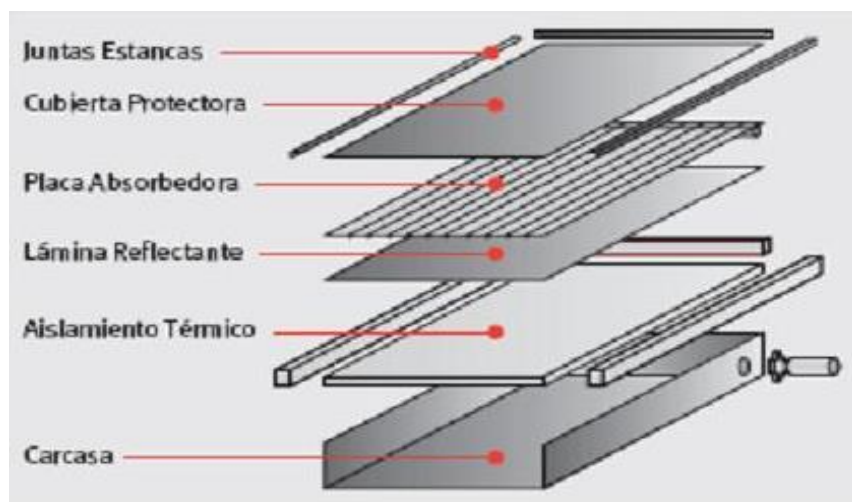


Figura 11: Esquema colector plano [23*]

- -Colectores de media temperatura: como hemos comentado en los colectores planos la eficiencia cae drásticamente a partir de los 80°C , como solución intermedia existen los colectores de tubos de vacío que permiten alcanzar temperaturas de hasta 120°C . Los tubos de vacío están

compuestos por dos tubos de vidrio concéntricos entre cuyas paredes se hace un vacío muy elevado. Por el interior de estos tubos circula el fluido que quiere calentarse. Se suele incorporar una placa reflectante por debajo del plano de los tubos para mejorar la absorción.

- **-Colectores de alta temperatura:** para generar electricidad en una central a partir de energía solar los captadores que hemos explicado anteriormente no son útiles ya que necesitamos de otra tecnología que nos permita aumentar más la temperatura del fluido.

Para alcanzar mayores temperaturas es necesario concentrar la radiación solar mediante espejos o lentes (energía termosolar de concentración). Los captadores de concentración son:

- 1) **Captadores cilíndrico-parabólicos (CCP):** estos captadores utilizan espejos cilíndricos curvados para reflejar la radiación solar directa sobre un tubo de vidrio (llamado receptor) por el que circula el fluido. El receptor puede estar encerrado en una cámara de vacío de vidrio para reducir la pérdida de calor por convección. El fluido pasa a través del receptor y es calentado. Los fluidos más comunes son aceite sintético, sal fundida y vapor presurizado. Gracias a la tecnología de concentración con los captadores cilíndrico-parabólicos el fluido puede calentarse entre 200 y 400°C.

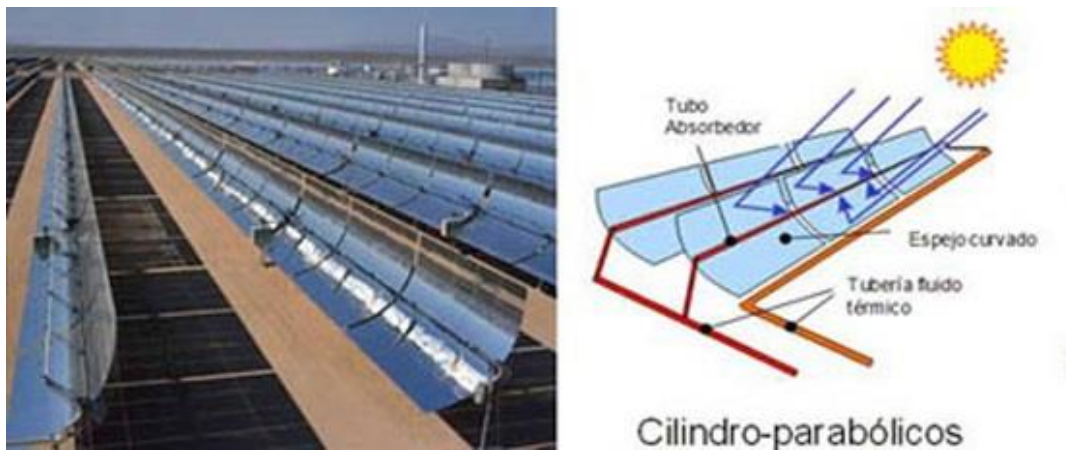


Figura 12: Captadores cilindro-parabólicos [24*]

Este tipo de colectores tiene una eficiencia termodinámica muy buena y se usan en algunos procesos industriales como en la producción de acetona, el procesado de residuos, en la industria láctea, además de la producción de electricidad en plantas termosolares.

La principal desventaja que presenta este tipo de captadores es que solo utiliza la radiación directa ya que es incapaz de captar la radiación difusa.

- 2) **Disco parabólico (DP):** los sistemas de discos parabólicos se componen básicamente de un gran disco reflector parabólico que concentra toda la radiación solar que llega al disco en un solo punto donde se sitúa el receptor que transforma el calor en energía térmica

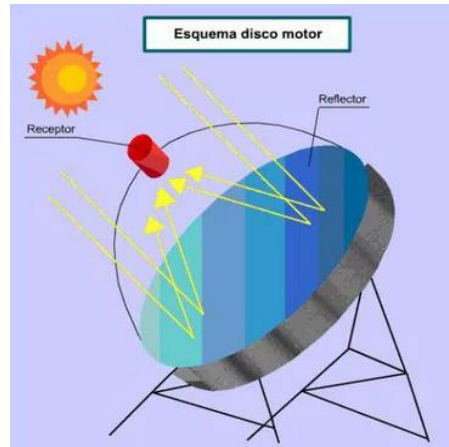


Figura 13: Esquema disco parabólico (DP) [25*]

Además este tipo de colectores tienen acoplado un motor Stirling que transforma la energía térmica en energía mecánica la cual dará lugar posteriormente a energía eléctrica gracias a un generador o alternador. El motor de un sistema disco Stirling convierte el calor en energía mecánica de manera similar que los motores convencionales, gracias a la compresión de un fluido de trabajo que está frío, el cual se calienta durante la compresión y después se expande empujando un pistón y generando trabajo.

Los sistemas de discos parabólicos son los que mayor eficiencia presentan dentro de la tecnología CSP rondando el 31%

- 3) Reflectores Fresnel: una central con reflectores Fresnel lineales usa una serie de espejos planos que simulan la curvatura de un espejo cilindro parabólico mediante la variación del ángulo de cada fila con un solo eje de seguimiento. Estos espejos enfocan la luz sobre uno o varios receptores lineales colocados sobre estos y así calentar el fluido que circula por el interior de un tubo.

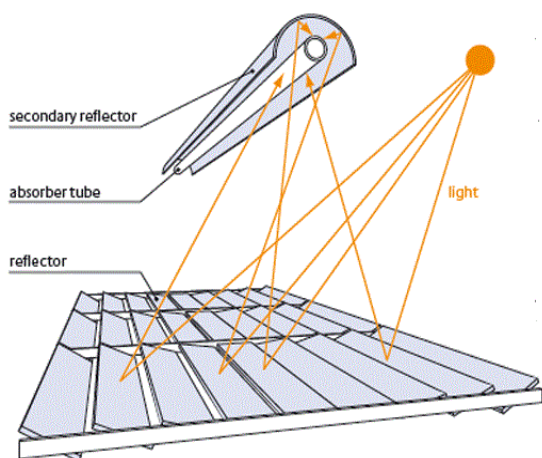


Figura 14: Esquema reflectores Fresnel [26*]

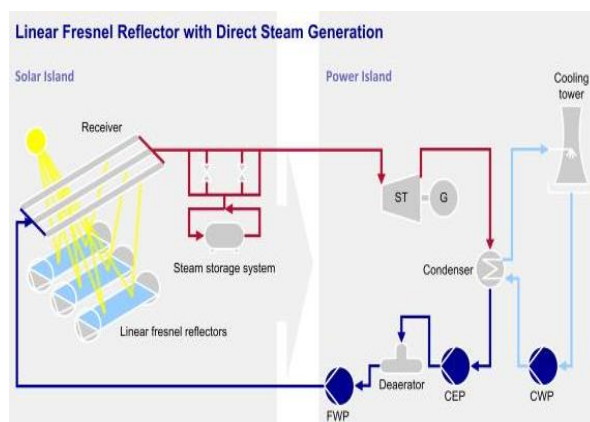


Figura 15: Esquema central de potencia [26*]

Estas centrales destacan por su sencillez de construcción y por su bajo coste (el reflector lineal de Fresnel es la tecnología de receptor que menos inversión requiere). Por otra parte la relación de concentración en los reflectores Fresnel (20:1) es mucho menor que en los sistemas CCP (80:1) y su eficiencia también es algo más baja, pero el ahorro en costes de materia prima junto con la simplicidad de funcionamiento hacen que la reducción de costes sea mucho mayor que la de rendimiento.

- 4) Sistema de torre central: este sistema se caracteriza porque el conjunto colector está formado por un grupo de espejos planos llamados heliostatos que concentran la radiación solar en un receptor central que está situado en lo alto de una torre.

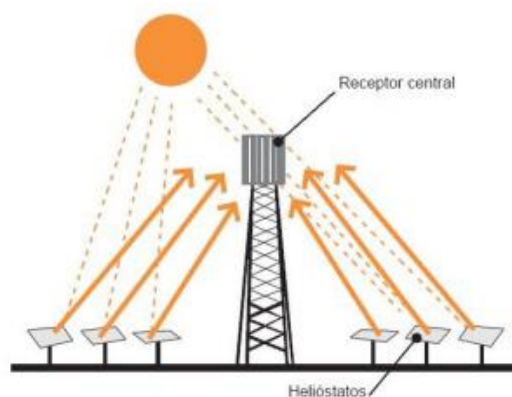


Figura 16: Esquema sistema de torre central [9*]

El heliostato es, junto con el receptor, uno de los componentes que representa mayor importancia dentro del sistema, llegando a suponer más del 60% del coste total de la “parte solar” de una central termosolar. Su función como hemos comentado es la de captar la radiación solar y redirigirla hacia el receptor. Está compuesto básicamente por una superficie reflectante (espejos de vidrio generalmente) además de una estructura de soporte, mecanismos de movimiento y un sistema de control.

El campo de heliostatos en relación al receptor está condicionado en gran parte por la orografía del terreno, el tamaño de la planta y la disposición del receptor. Las dos formas clásicas de colocar los heliostatos son:

- Campo circundante: heliostatos alrededor de la torre. Figura [18]
- Campo Norte-Sur: heliostatos a un lado de la torre. Figura [17]



Figura 17: Campo de heliostatos Norte-Sur [27*]



Figura 18: Campo de heliostatos circundante [26*]

Los diseños iniciales utilizaban esta radiación concentrada en el receptor para calentar agua y se utilizaba el vapor que se producía para impulsar una turbina generando energía eléctrica. Posteriormente han aparecido nuevos diseños que usan sodio líquido y hoy en día se encuentran en operación sistemas que utilizan como fluido para almacenar el calor sales fundidas. Estas sales fundidas tienen una alta capacidad calorífica, que pueden ser usadas para almacenar energía antes de usarla para hacer evaporar agua y producir energía en un ciclo de potencia convencional. Gracias a esta capacidad de almacenamiento (con una eficiencia termal del 98%) este diseño permite generar electricidad incluso por la noche o en días nublados.

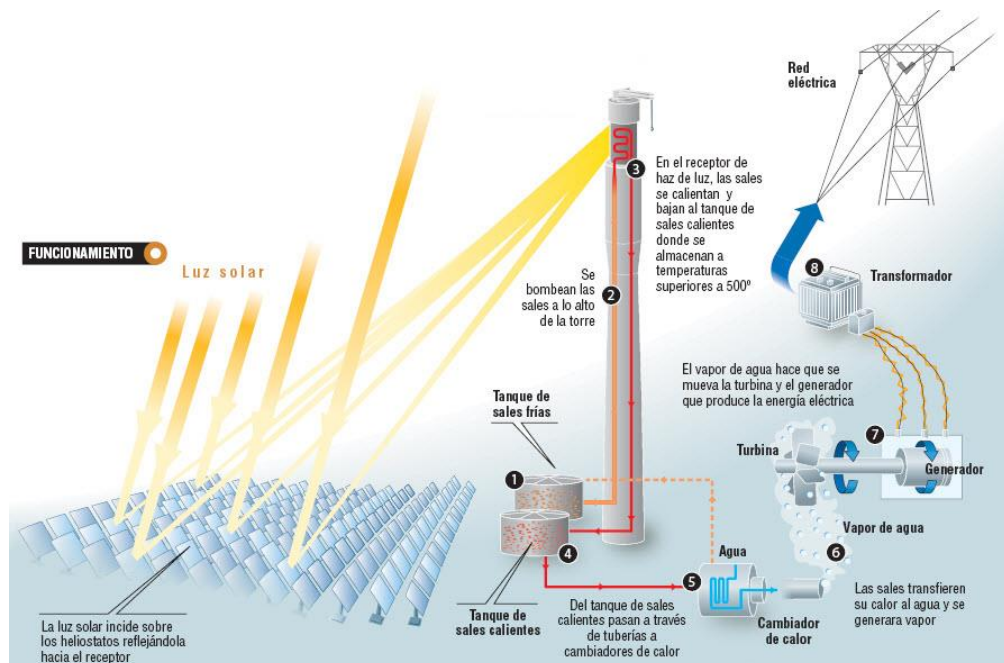


Figura 19: Esquema central termosolar de torre central [28*]

El funcionamiento básico de una central de este tipo es el siguiente: el campo de heliostatos dirige la radiación solar y la concentra en el receptor, donde se calientan las sales fundidas que vienen a bajas temperaturas. Estas sales a altas temperaturas

(unos 500°C) son almacenadas para posteriormente pasar por un intercambiador de calor donde otro fluido, generalmente agua, se evapora. A partir de este momento el funcionamiento es análogo al de una central termoeléctrica convencional. Por tanto el vapor es conducido hacia una turbina donde se expande y la energía del vapor es convertida en energía mecánica rotatoria que permite al generador producir electricidad. Posteriormente el fluido de trabajo pasa por un condensador para ser licuado y comenzar de nuevo el proceso. El ciclo de producción de potencia (ciclo de Rankine) que sigue el fluido de trabajo (agua) se explicará con más detalle posteriormente.

2.2.3 Comparación entre técnicas de concentración solar

	Disco Cilindro-parabólico	Torre central	Lineal Fresnel	Disco Stirling
Potencia típica (MW)	50MW	10-200 MW		5-25 MW
Temperatura de trabajo	400°C	565°C	270°C	750°C
Eficiencia pico	20%	23%	18%	30%
Madurez de la tecnología	Probado comercialmente	Proyectos piloto comercializados	Proyectos piloto	Proyectos de demostración
Factor de Concentración	30-90	200-2000	20	1000-5000
Hibridación	Si	Si	Si	No
Coste (LEC* aproximado)	0,163 €/kWh	0,160 €/kWh	0,145 €/kWh	0,281 €/kWh

Tabla 1: tabla comparativa tipos de captadores (Elaboración propia)

**LEC: LEC es un coste normalizado que representa el coste de producción de electricidad a lo largo de la vida útil del proyecto.*

2.3 Historia y evolución de la energía solar. Estado del arte

2.3.1 Evolución histórica

La energía solar viene utilizándose desde los orígenes mismos de la raza humana como fuente de calor. A continuación se exponen un breve resumen de la evolución del aprovechamiento de esta fuente, nombrando algunos de los hitos más destacados en la materia, para situar el marco donde nos encontramos hoy en día.

Ya en el siglo 3 a.C se dice que Arquímedes consiguió quemar las naves romanas que asediaban Siracusa concentrando sobre ellas rayos solares mediante espejos. En el año 1615 el francés Solomon de Caux desarrolló una de las primeras máquinas activadas con energía solar que, mediante la expansión de aire con calor proveniente del sol podía bombear el agua. En 1767 el científico suizo Horace de Saussure construyó el primer colector solar. En 1792 Lavoiser, químico francés, creó su “horno solar” que consistía en dos potentes lentes que concentraban la radiación solar en un foco y que permitía alcanzar altas temperaturas con las que fundir metales.

En la década de 1860 el matemático francés August Mouchet propuso la idea de alimentar con el sol las máquinas de vapor. En las siguientes décadas él y su asistente (Abel Pifre) construyeron el primer motor alimentado con energía solar. Estos motores se convirtieron en los predecesores de los colectores de disco parabólico modernos.

En 1883 Charles Fritts, inventor de origen estadounidense, crea la primera célula solar formada por láminas de revestimiento de selenio con una fina capa de oro.

En 1891 el inventor Clarence Kemp patentó el primer calentador de agua comercial.

El desarrollo de la energía solar se estancó a comienzos del siglo XX debido a la cada vez mayor disponibilidad y economía de escala de fuentes no renovables como el carbón y el petróleo. Así las primeras células solares disponibles comercialmente no aparecen hasta 1956, aunque el coste era muy elevado hasta llegar a 1970 aproximadamente cuando el precio de las células solares baja alrededor de un 80%.

El abandono para fines prácticos de la energía solar duró hasta la década de los 70, cuando el uso de la energía solar resurgió debido al aumento del precio del petróleo y el gas. En 1974 se estimaba que tan solo 6 casas privadas en toda Norteamérica eran alimentadas mediante sistemas solares. No obstante, la crisis del petróleo en 1973 y la crisis de 1979 provocaron un cambio importante en las políticas energéticas a nivel mundial y puso de nuevo el foco de atención en la tecnología solar.

Se pusieron en marcha las primeras estrategias de desarrollo, centradas en programas de incentivos como el Federal Photovoltaic Utilization Program (Estados Unidos) y el Sunshine Program (Japón). Por otro lado se crearon organizaciones de investigación como NREL (Estados Unidos), NEDO (Japón) o Fraunhofer-ISE (Alemania).

Entre 1971 y 1983 las instalaciones de sistemas fotovoltaicos crecieron rápidamente, pero la caída del precio del petróleo en la década de 1980 moderó el crecimiento de la energía solar entre 1984 y 1996.

A partir de ese año (1996) comenzó a acelerarse el desarrollo de energía fotovoltaica, tanto a nivel residencial como comercial, así como las plantas de conexión a red. A comienzos del siglo XXI los mecanismos de subvención y las políticas de apoyo a energías renovables incrementaron exponencialmente el desarrollo de la energía solar fotovoltaica. La energía solar termoeléctrica, CSP, ha progresado también en los últimos años, aunque a una escala mucho menor. En este ámbito se han desarrollado y continúan en desarrollo, estudio y construcción numerosas centrales de receptores cilindro-parabólicos, de torre central y receptores Fresnel. A día de hoy en la práctica la tecnología más utilizada y desarrollada dentro de la energía solar de concentración son las centrales de colector cilindro-parabólico. Las centrales de torre han comenzado a construirse aunque a menos

escala y se están haciendo avances en la materia. Por otro lado en el caso de los receptores Fresnel es una tecnología todavía en una primera fase de desarrollo.



Figura 20: Desarrollo energía solar

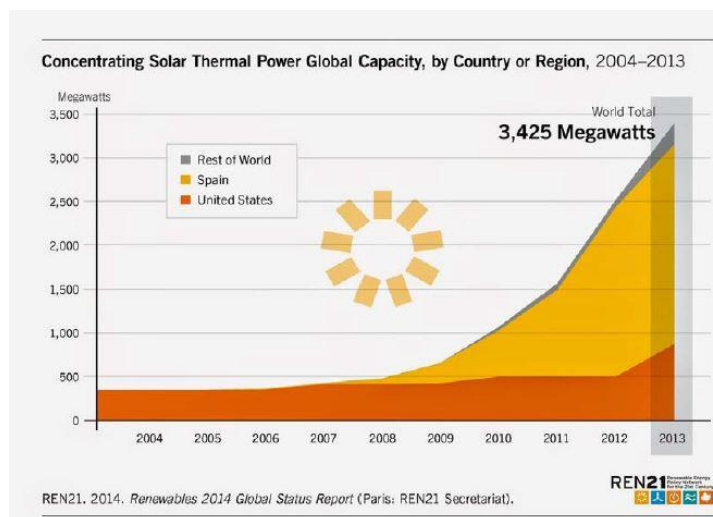


Figura 21: Evolución energía solar de concentración. [29*]

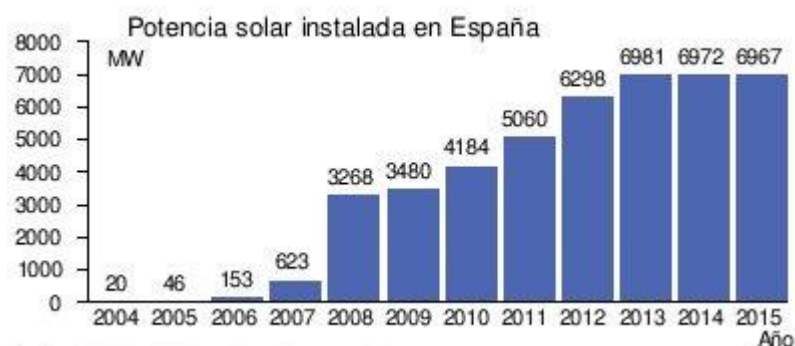


Figura 22: Evolución de la potencia solar instalada en España (2004-2015) (Red Eléctrica Española)

2.3.2 Estado de arte en centrales termosolares de torre central.

El primer proyecto de este tipo de centrales fue Sola One, proyecto llevado a cabo en California (Estados Unidos) por el Department of Energy (DOE). Solar One producía $10MW_e$ usando como fluido de trabajo el agua que directamente en el receptor se transformaba en vapor (torre con vapor). La planta estuvo operativa entre los años 1982 y 1988. La torre central medía aproximadamente 90 metros y el campo de heliostatos contaba con unos 1818 espejos para concentrar la radiación solar en el receptor. Cada uno de los espejos tenía una superficie alrededor de $40m^2$. Esta tecnología es

usada actualmente en otras centrales como PS10 y PS20 creadas por el grupo Abengoa, situadas en Sanlúcar la Mayor (Sevilla), y con una capacidad de 10 y 20MW respectivamente.

A partir del proyecto Solar One surgió un nuevo diseño, Solar Two. Esta central estuvo operativa desde 1996 hasta 1999. En este caso se utilizaba como fluido caloportador en el receptor sales fundidas, mezcla de 40% de KNO_3 y 60% de $NaNO_3$. El uso de sales fundidas (Solar Two) en vez de torre de vapor (Solar One) mejoraban los resultados. El sistema de almacenamiento con sales es más económico, y permitía almacenar mejor el calor para que la central continuara funcionando cuando hay nubes (la central tenía capacidad de continuar funcionando hasta 3 horas después del ocaso). Además del cambio del fluido en el receptor, en este segundo proyecto el campo de heliostatos se amplió hasta 1926.

A nivel comercial, la primera central que aplicó el sistema de almacenamiento de sales fundidas en una central de torre fue Gemasolar. Dicha central fue construida por la empresa Torresol Energy en la localidad sevillana de Fuentes de Andalucía y opera desde mayor del año 2011.

Gemasolar es considerada un punto de partida, un modelo, sobre el que desarrollar plantas futuras. Se trata de una planta de 19,9 MW de potencia, capaz de suministrar 110 GWh al año, energía limpia y segura que puede abastecer a 27.500 hogares. Además es capaz de reducir más de 30.000 toneladas al año las emisiones de CO_2 , ya que evita la quema de 89.000 toneladas de lignito al año o de importar 28.600 toneladas de petróleo al año.

Se trata de la primera planta comercial de energía solar de concentración de torre central y sistema de almacenamiento de sales fundidas con una eficiencia significativamente mayor que otras plantas termoeléctricas. Entre sus numerosas novedades hay que destacar el receptor de sales fundidas, el mecanismo de apunte de heliostatos o el sistema de control, además de la principal innovación, el sistema de almacenamiento que permite continuar produciendo electricidad durante 15 horas sin sol (por la noche o con clima nublado). En momentos de sobre-energía en los que la radiación recibida es mayor que la necesaria para cubrir la demanda de la turbina, parte de las sales se almacenan en un tanque caliente capaz de conservar el calor para utilizarlo en momentos de baja radiación solar. Esta tecnología permite que podamos utilizar la energía calorífica almacenada para producir energía eléctrica a las horas en las que la demanda de electricidad es más alta independientemente de que el campo de heliostatos esté o no recibiendo radiación solar.

Esta tecnología de almacenamiento nos ofrece una serie de ventajas técnicas: en una planta sin almacenamiento el funcionamiento de la turbina dependerá de las condiciones climáticas; la turbina producirá más potencia en momentos de máxima irradiación y menos potencia en los momentos en los que esta disminuye, parándose durante las horas en las que el nivel de irradiación no llegue a un mínimo necesario para hacer funcionar la turbomáquina.

Al diseñar y fabricar la turbina debe dimensionarse según las condiciones que tengamos y la potencia que queremos obtener. Pero la potencia del sol es variable dependiendo de los días y las estaciones del año. Por ello si elegimos dimensionar la turbina por ejemplo para que nos dé máxima potencia los días de máxima irradiación, la máquina trabajará fuera de régimen ideal el resto del tiempo. Si por otro lado optamos por seleccionar una turbina más pequeña, apropiada para la mayor parte del tiempo de irradiación cuando la irradiación es máxima (mayor que el promedio que hemos calculado para dimensionar la turbina) deberíamos desenfocar el campo solar para perder el exceso de energía.

De esta forma estamos desaprovechando energía. En las plantas con almacenamiento la turbina se hace funcionar al régimen óptimo, con independencia del nivel de irradiación del día en cuestión. La planta opera en el régimen óptimo de la turbina durante un elevado número de horas al año, lo que mejora la rentabilidad. Además se evita que la turbina se detenga cada noche, lo que alarga su vida útil y se puede escoger el momento de suministro a la red (producción eléctrica gestionable)

Torresol Energy decidió, a través del proyecto Gemasolar, disponer por primera vez de un novedoso sistema de almacenamiento de calor de sales fundidas a alta temperatura, pero la innovación de esta planta no se queda ahí. Gemasolar cuenta con las siguientes innovaciones y desarrollos tecnológicos:

- 2.650 heliostatos componen su campo solar. Estos son de gran superficie ($120m^2$) y disponen de sistema de seguimiento solar en dos ejes, que son mecanismos de actuación de gran precisión.
- El campo de heliostatos es circundante, es decir, forma 360° alrededor de la torre central. Esto significa que hay heliostatos en la parte sur del campo que mejoran el perfil del flujo sobre el receptor.
- El receptor está diseñado para absorber a un flujo promedio y pico de energía solar que es un 20% mayor que en otros proyectos similares.
- La potencia térmica del receptor es tres veces mayor que la de otros proyectos similares.
- Se garantiza la operación de la planta por 25 años.
- Dispone de un sistema de bombeo capaz de elevar 140 metros de sales a una temperatura de $290^\circ C$.

Como último avance en las centrales termosolares de torre central que funcionan con sales fundidas encontramos la planta Crescent Dunes de la empresa SolarReserve. Esta planta se encuentra en Nevada (Estados Unidos). El proyecto que entró en operación comercial a finales del 2015 genera 110MW de electricidad constante y confiable, de manera que es capaz de satisfacer la demanda energética de 75.000 hogares en Nevada durante periodos de pico de demanda, de día o de noche brille o no el sol ya que cuenta con un sistema de almacenamiento de sales fundidas a alta temperatura de 10 horas.

CAPÍTULO 3: CICLO DE RANKINE

El objetivo principal de este trabajo es el estudio de la factibilidad de introducir ciclos supercríticos en centrales termosolares de torre central que usan sales fundidas como fluido caloportador, viendo si esto sería tecnológicamente posible, eficiente y recomendable económicamente. El ciclo de potencia que se lleva a cabo en este tipo de centrales es el llamado ciclo de Rankine, que explicaremos con detalle.

Antes de todo veamos las diferencias principales entre los ciclos subcríticos y supercríticos:

-Ciclo subcrítico: ciclo subcrítico hace referencia a todo aquel en la que la presión de trabajo es menor que la presión crítica. Para el caso que nos ocupa (ciclos de agua-vapor) esta presión se establece en 221 bar. Más adelante se detalla el funcionamiento del ciclo de Rankine subcrítico.

-Ciclo supercrítico: ciclo en el que la presión del generador de vapor, y en consecuencia la de entrada de la turbina, es supercrítica (superior a la del punto crítico). Un valor característico de esta presión sería entre los 230 y los 320 bar.

3.1 Ciclo Rankine subcrítico

El ciclo Rankine es un ciclo termodinámico cuyo objetivo es la conversión de calor en trabajo útil, constituyendo así lo que denominamos ciclo de potencia. A continuación se representa el esquema de un ciclo de Rankine simple, que posteriormente explicaremos y al que añadiremos diferentes elementos y mejoras hasta llegar a definir lo que hoy en día podemos encontrar como ciclo característico de una planta eléctrica de vapor.

3.1.1 Ciclo Rankine ideal

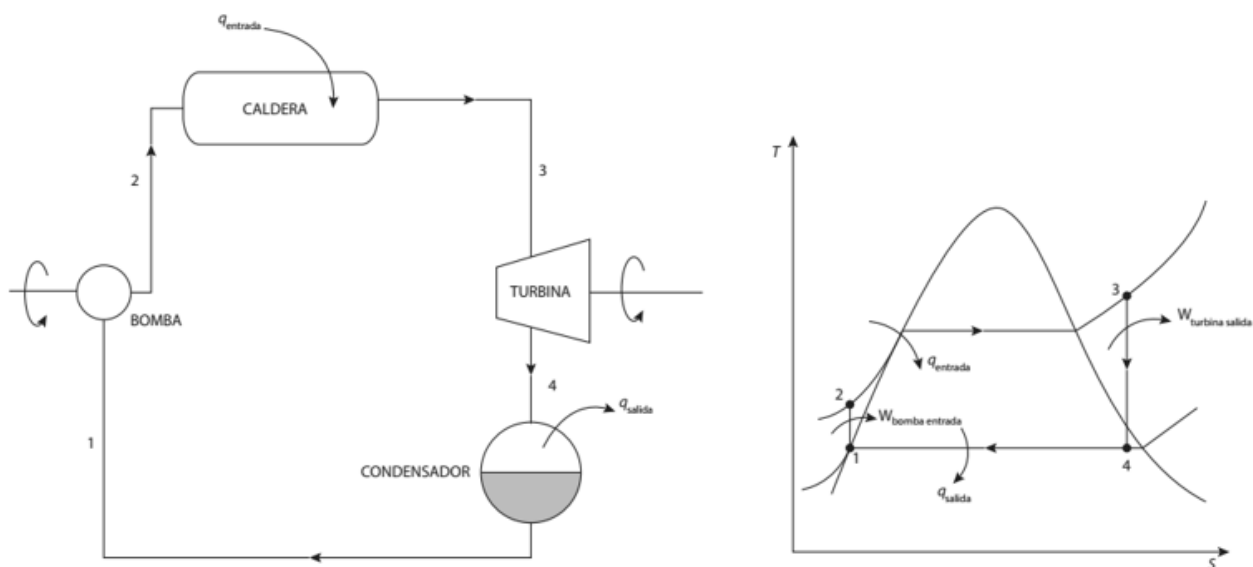


Figura 23: Esquema ciclo Rankine (parte izquierda); diagrama T-S (parte derecha) [14*]

En la parte izquierda de la figura [23] podemos observar el esquema más simplificado de un ciclo Rankine, como vemos consta de cuatro elementos; bomba, caldera, turbina y condensador. A continuación explicaremos el recorrido del fluido a través de los elementos así como los fundamentos termodinámicos de su funcionamiento. El fluido que para nuestros casos de estudio será siempre el agua, sigue el siguiente recorrido:

- 1-2 Bomba (compresión isentrópica): el fluido que se encuentra en estado de líquido saturado entra en la bomba y ésta eleva su presión. Según el primer principio de la termodinámica encontramos el siguiente balance de energía:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} C e^2 + g z_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} C s^2 + g z_s \right)$$

En primer lugar, hay que tener en cuenta la ley de conservación de la masa, y en este volumen de control:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

Consideraremos para este y los demás elementos:

-Proceso estacionario: $\frac{dE}{dt} = 0$

-Variación de energía cinética y potencial despreciables:

$$\dot{m}_e \left(\frac{1}{2} C e^2 + g z_e \right) = \dot{m}_s \left(\frac{1}{2} C s^2 + g z_s \right)$$

Para los elementos turbina y bomba:

-Proceso adiabático: $\dot{Q} = 0$

Teniendo en cuenta estas consideraciones:

$$\dot{W}_b = \dot{m}(h_e - h_s) = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

Si nos fijamos en el diagrama T-S de la figura [23] veremos que la entalpía del fluido al pasar por la bomba aumenta, por lo que este trabajo será negativo, ese signo negativo está relacionado con el sentido físico, se trata de un trabajo que hay que suministrar al fluido.

2-3 Caldera (adición de calor a presión constante): en este tramo del ciclo se produce la adición de calor.

Partiendo del mismo balance de energía que en el caso anterior y teniendo en cuenta la ley de conservación de la masa, así como que también estamos ante proceso estacionario y con variación de energía cinética y potencial despreciables:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(h_e - h_s)$$

En este proceso el trabajo es nulo.

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

3-4 Turbina (expansión isentrópica): este elemento es el responsable de que se produzca la expansión. El vapor sobrecalentado y a alta presión entra en la turbina donde se expande

generando trabajo mecánico sobre su eje. Este eje está unido solidariamente a un generador eléctrico que dará lugar a la energía eléctrica en una central térmica.

Siguiendo la ecuación 1 y de nuevo teniendo en cuenta la ley de conservación de la masa que se trata de un proceso estacionario con variaciones de energía cinética y potencial despreciables y que es un proceso adiabático:

$$0 = 0 - \dot{W} + \dot{m}(h_e - h_s)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

En este caso, al contrario que sucede en la bomba, la entalpía a la entrada es mayor que a la salida, por lo que el trabajo que “sale”.

Para no cometer errores en posteriores análisis consideraremos el trabajo de la turbina y bomba como el producto del gasto másico por la diferencias de entalpías en valor absoluto y tendremos en cuenta la consideración anteriormente citada (se trata de un trabajo generado en el caso de la turbina y de un trabajo aplicado en el caso de la bomba)

4-1 Condensador (cesión de calor a presión constante): estamos al igual que en el proceso de adición de calor ante una transformación isobárica. El fluido de trabajo cede calor sin pérdida de carga en el condensador.

Para este elemento el balance de energía queda:

$$0 = \dot{Q} - 0 + \dot{m}(h_e - h_s)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

Hay que tener en cuenta que el calor en la caldera es un calor absorbido por el fluido y en el condensador éste es cedido.

-Rendimiento térmico: en un ciclo Rankine ideal como el anteriormente descrito podemos definir el rendimiento como el trabajo total entre el calor absorbido, siguiendo la premisa de que la eficiencia es el resultado del cociente de “lo que obtengo entre lo que me cuesta”. Siendo el trabajo total la diferencia entre el trabajo generado por la turbina y el trabajo que debemos suministrar a la bomba.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{cald}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{cald}} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_3 - h_2)}$$

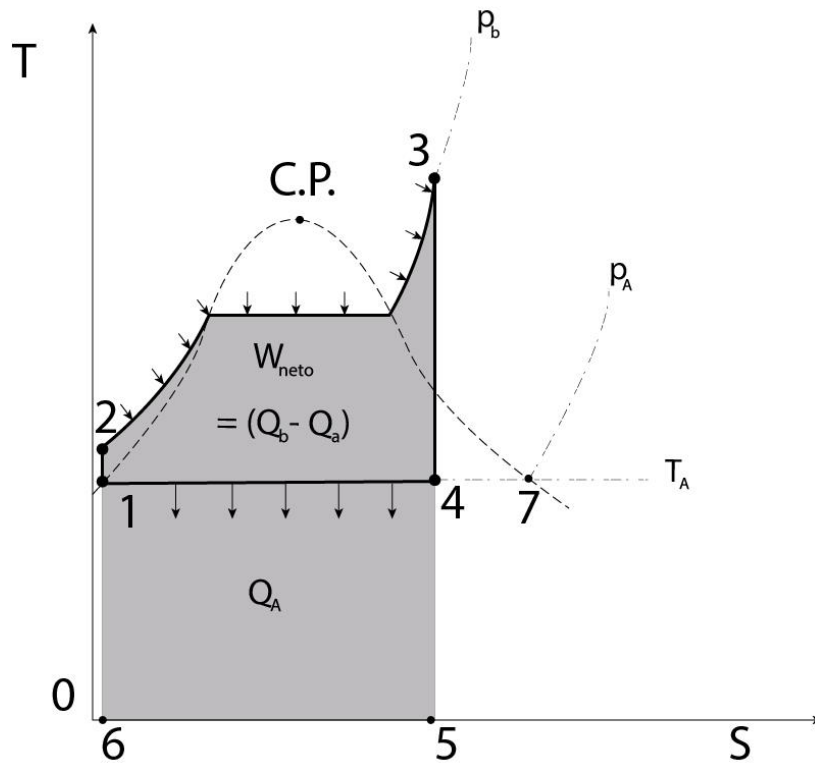


Figura 24: Ciclo Rankine ideal [14*]

Para el cálculo del rendimiento disponemos las diferencias de entalpías en cada proceso de manera que el resultado sea siempre positivo y después restamos al trabajo generado en la turbina el introducido en la bomba ya que físicamente son trabajos de diferente sentido.

Estudiando el rendimiento desde otro punto de vista podemos, analizándolo en función de la temperatura en vez de la entalpía podemos decir que:

$$\eta = 1 - \frac{T_A}{\bar{T}_B}$$

Siendo T_A la temperatura más baja del ciclo (temperatura de condensación) y \bar{T}_B la temperatura media de entrada térmica. El máximo rendimiento que numéricamente se podría obtener del ciclo se daría cuando la temperatura media de entrada térmica fuera la misma que la temperatura máxima del ciclo (T_b), por lo tanto las diferentes variaciones y mejoras que se introducen en el ciclo rankine simple buscan elevar la temperatura media de entrada térmica acercándose lo máximo posible a la temperatura máxima del ciclo. Gracias a este concepto podremos posteriormente analizar y entender de qué forma las modificaciones en diferentes condiciones afectan sobre el rendimiento térmico.

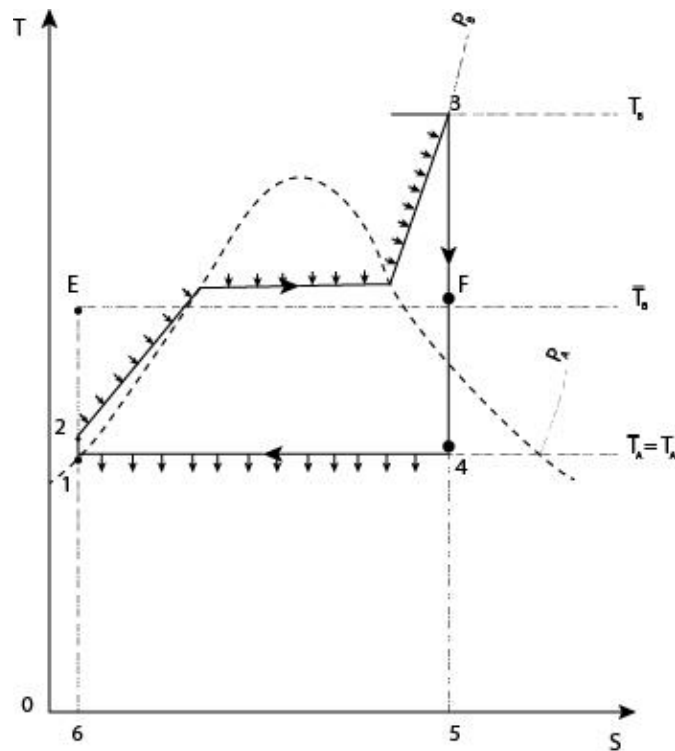


Figura 25: Ciclo de Rankine ideal temperaturas límite [14*]

3.1.2 Ciclo Rankine real: irreversibilidades en los procesos

Todos los procesos reales tienen alguna irreversibilidad, ya sea mecánica por rozamiento, térmica o de algún otro tipo, y ésta provoca la pérdida de oportunidades para producir trabajo. En un ciclo Rankine más realista que el anteriormente descrito los procesos en la bomba y en la turbina no serían realmente isoentrópicos, y en la caldera y condensador se producirían pérdidas de carga. Todo esto genera una disminución del rendimiento térmico del ciclo. Dentro de los diferentes procesos que se llevan a cabo durante el ciclo, la irreversibilidad en el proceso de expansión que tiene lugar en la turbina afecta de manera mucho más considerable en la reducción de dicho rendimiento, y en la separación del ciclo real con respecto al ideal.

A continuación se estudia la reducción del trabajo generado que resulta de algunos de estos procesos irreversibles que afectan principalmente al proceso de expansión en la turbina.

-Caída de presión por fricción del vapor en la tubería y a través de la válvula de estrangulación entre la caldera y la turbina: si se desprecian las pérdidas de calor, este es un proceso de estrangulación adiabático. Como podemos apreciar en la siguiente figura el estado del vapor a la salida de la válvula de estrangulación correspondería al punto 3' si tenemos en cuenta la fricción que se produce en el tramo entre la salida de la caldera y la entrada a la turbina. Si analizamos las figuras [26] y [27] podemos ver que las entalpías a la salida de la caldera (punto 3) y a la entrada de la turbina (punto 3') son iguales ya que la diferencia entre las energías cinéticas del vapor en estos dos puntos son despreciables; pero se ha producido una pequeña caída de presión ($p_B - p_T$). Con ello, el trabajo

ideal que se obtiene de la turbina se reduce ya que el salto de entalpías para el proceso de expansión pasa de $(h_3 - h_4)$ a $(h_{3'} - h_{4'})$. Como consecuencia de la caída de presión el trabajo se verá reducido en una cantidad que se representa en la figura [26] como Δ' .

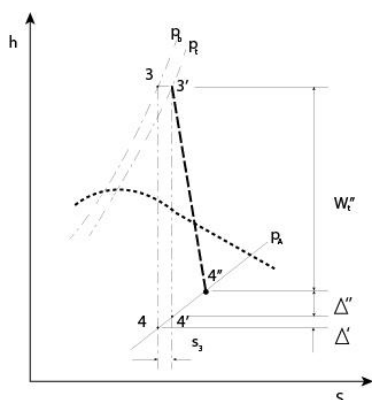


Figura 26 (imagen superior): Diagrama h-S caída de presión entre caldera y turbina [14*]

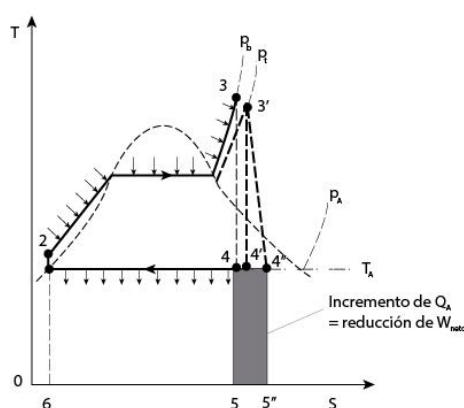


Figura 27(imagen inferior): Diagrama T-S caída de presión entre caldera y turbina [14*]

-Efectos de la fricción sobre el flujo a través de la turbina: debido a los efectos de la fricción en la tobera de la turbina y los pasos de los álabes, la entalpía de la salida es mayor de lo que sería en un caso ideal. El fluido a la salida de la turbina pasa del estado 4' (caso ideal) al estado 4'' (caso real, proceso no isentrópico). Se puede advertir en la figura [] que el proceso ya no es isentrópico y por lo tanto tampoco reversible, ya que la línea que describe la expansión (3'-4'') no es una línea vertical y por lo tanto la entropía del fluido cambia durante el proceso de expansión. La reducción resultante del trabajo en la turbina se indica como Δ'' . Contamos con un parámetro que denominamos eficiencia isentrópica de una turbina (η_T) que relaciona la caída real de entalpía en la turbina con la caída de entalpía isentrópica cuando se expande desde las mismas condiciones iniciales hasta la misma presión de salida hacia el condensador. De esta manera podemos apreciar cuantitativamente esa pérdida de trabajo debido a la irreversibilidad del proceso:

$$\eta_T = \frac{h_{3'} - h_{4''}}{h_{3'} - h_{4'}}$$

Puesto que el calor que entra en el ciclo no se ve afectado por ambas condiciones de irreversibilidad y además es igual a $(h_3 - h_2)$, la reducción del trabajo neto o como hemos llamado anteriormente trabajo total es igual al incremento en el calor rechazado. Si el vapor a la salida se encuentra húmedo,

como siempre sucede en la práctica, entonces el trabajo perdido debido a la irreversibilidad se puede expresar como:

$$\text{trabajo perdido} = \text{incremento en } Q_A = T_A(s_4'' - s_4)$$

Esta cantidad es igual al área encerrada por los puntos 4''455''. Se está aumentando el calor absorbido por lo tanto siguiendo la ecuación () el rendimiento térmico del ciclo disminuye.

3.1.3 Mejoras en el ciclo Rankine

La idea principal para mejorar el ciclo de Rankine es aumentar el salto entálpico entre la entrada y la salida de la turbina, es decir entre los puntos 3' y 4'' de la figura 33, aumentando así el trabajo generado por la turbina y de esta manera el rendimiento térmico del ciclo. Estas mejoras se pueden analizar también desde el punto de vista de actuar sobre el ciclo para aumentar la temperatura media de entrada térmica (\bar{T}_B), haciendo que su valor se acerque lo máximo posible al valor de la temperatura máxima (T_b); consiguiendo así aumentar el rendimiento según la ecuación (). Se puede intervenir de diferentes maneras para conseguir este objetivo. A continuación se enumeran las mejoras que podemos obtener en el rendimiento variando las condiciones finales del vapor como presión o temperatura al inicio o final de la expansión. También comentaremos los límites prácticos que encuentran dichas mejoras.

- Disminución de la presión final de expansión: en las figuras [28] y [29] se representan dos ciclos, ambos con la misma temperatura y presión a la entrada de la turbina, es decir en idénticas condiciones térmicas para este punto (punto 4 de la figura). Sin embargo la expansión en la turbina para el primer caso termina a la presión p_b y para el segundo lo hace a la presión $p_{b'}$ ($p_{b'} < p_b$). Se puede apreciar a simple vista que el salto entálpico en el proceso de expansión de la turbina es mayor para el segundo caso (proceso 4-5'), cuando el vacío del condensador es más alto (presión final de expansión más baja $p_{b'}$)

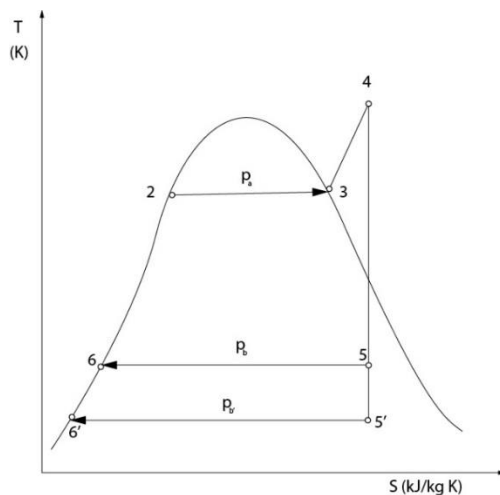


Figura 28: Diagrama T-S efecto disminución presión final de expansión [14*]

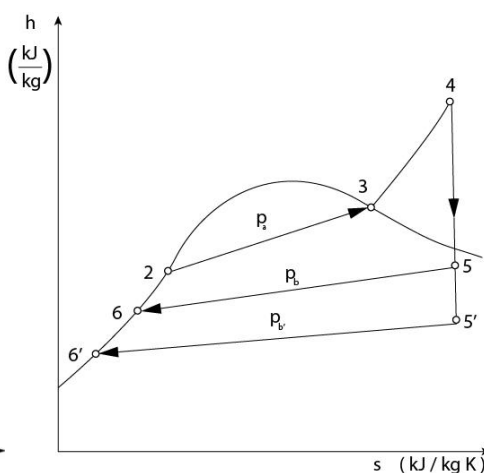


Figura 29: Diagrama h-S efecto disminución final de expansión [14*]

Se ha podido comprobar que partiendo de las mismas condiciones iniciales en la expansión, el rendimiento térmico del ciclo de Rankine mejora al disminuir la presión final de expansión (presión en el condensador). Esta mejora en el rendimiento encuentra un límite al alcanzarse un valor de la

presión de vacío a partir del cual las características fisicoquímicas del fluido hacen que sea prácticamente inmanejable.

-Aumento de la temperatura inicial de expansión: en la figura 30 se representan dos ciclos de Rankine el 234562 y el 234'5'62. Como se puede observar en los diagramas las presiones extremas son coincidentes (presión en la caldera y presión en el condensador), diferenciándose ambos casos por el grado de recalentamiento del fluido antes de entrar en la turbina. En este diagrama se puede advertir fácilmente que al aumentar dicho grado de recalentamiento el trabajo generado por la turbina será también mayor ya que $h_{4'} > h_4$. Además el aumentar la temperatura del vapor antes de iniciar la etapa de expansión, aparte de conseguir una mejora en el rendimiento, da lugar también a que la calidad del vapor que pasa a través de la turbina sea mayor (menos húmedo) lo que deriva en un periodo de vida de la instalación mayor.

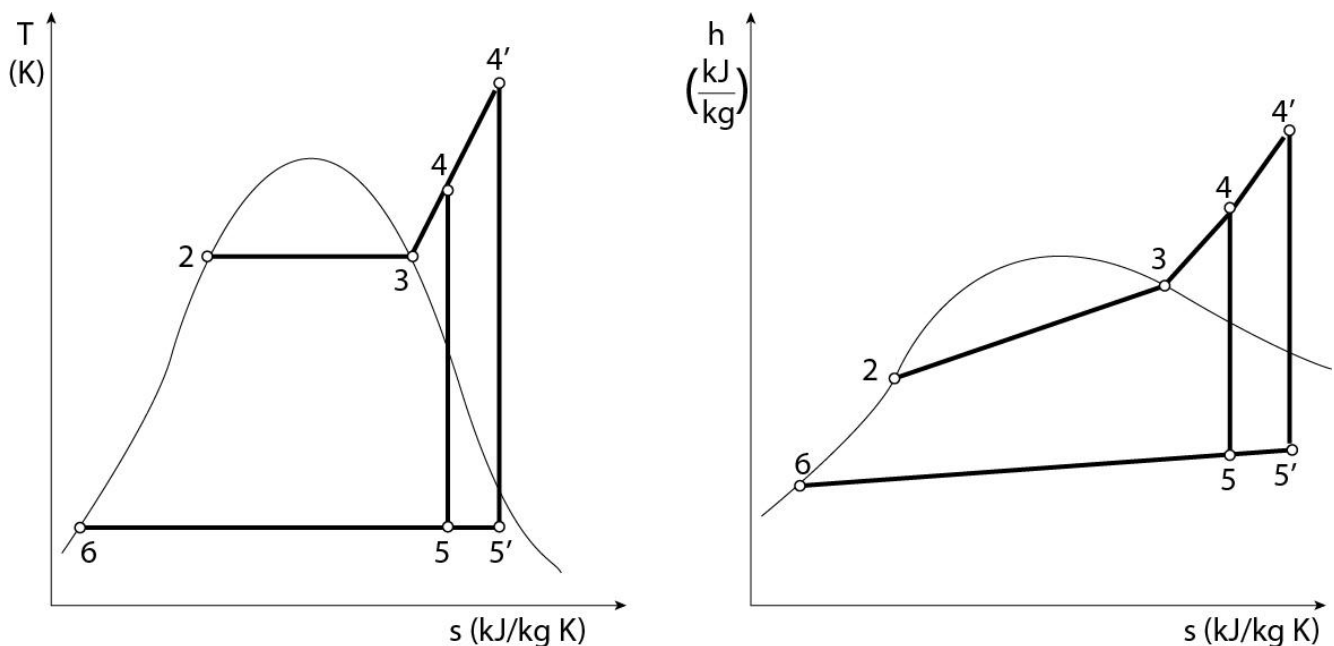


Figura 30: Diagrama T-S y diagrama h-S efecto aumento de la temperatura de expansión [14*]

Explicamos a continuación esta mejora del rendimiento a partir de las temperaturas en vez de hacer referencia al salto entálpico. Al aumentar la temperatura media de entrada térmica T_b a la entrada de la turbina cuando la presión inicial y la presión de condensación se mantienen constantes la temperatura media de entrada térmica \bar{T}_B también se eleva y por lo tanto aumenta en rendimiento térmico del ciclo.

Debemos también comentar ciertas limitaciones que encontramos al aumentar la temperatura inicial de expansión. En la práctica no se puede permitir que la temperatura exceda los 565°C aproximadamente sin introducir materiales algo más especiales de los comúnmente utilizados como aceros austeníticos de elevado coste.

-Aumento de la presión inicial de expansión: al aumentar la presión de entrada del vapor de agua en la turbina, se produce un aumento del rendimiento térmico del ciclo, que es más pronunciado a presiones moderadas y que tiende a estabilizarse a valores altos de p_a (presión a la entrada de la

turbina=presión del proceso de adición de calor en la caldera suponiendo este como proceso isobárico). Por otra parte un aumento de p_a trae consigo un aumento en la humedad del vapor al salir de la turbina, lo que no es nada favorable para el periodo de vida del material. Por este motivo el aumento de la presión se encuentra limitado por la condición de que el contenido en humedad a la salida de la turbina no exceda de un 15%. En la figura [31] se representa el rendimiento térmico de un ciclo Rankine en función de la presión de la caldera. Ayudándonos así de este ejemplo en el que se supone un ciclo Rankine para el que se considera despreciable el trabajo requerido por la bomba, la temperatura de entrada en la turbina es de 400°C y la presión del condensador de 0.05 bar, podremos comprender cómo es dicha relación entre presión y rendimiento:

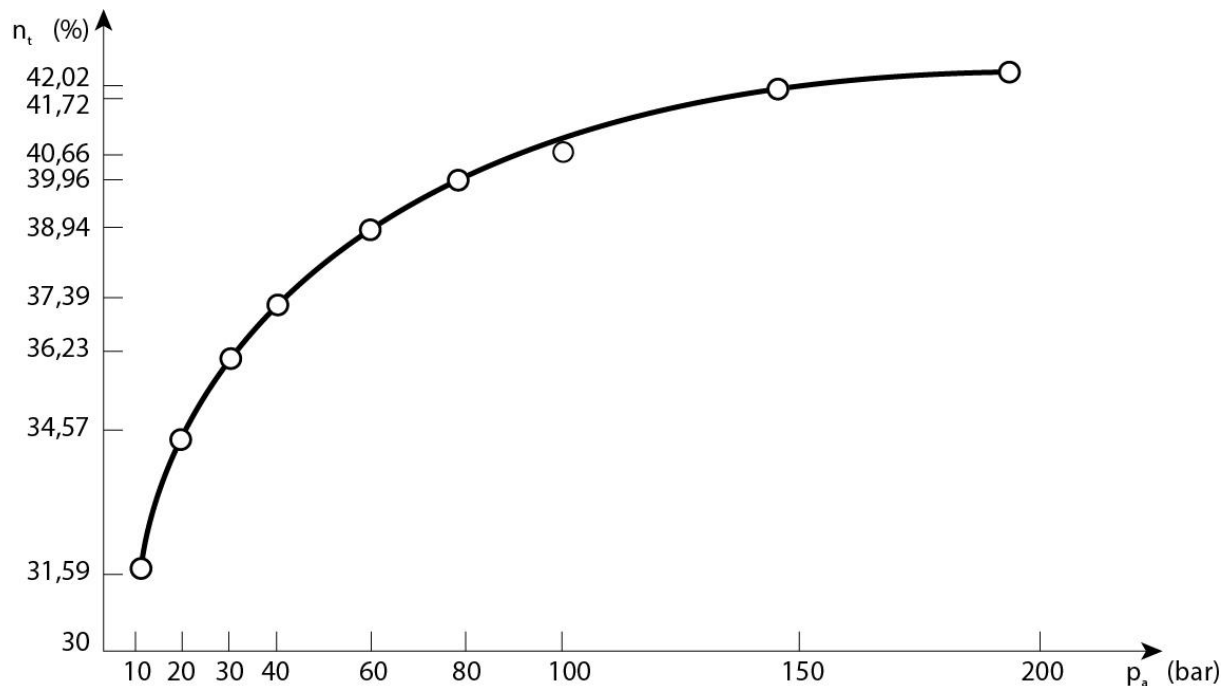


Figura 31: Gráfico eficiencia-presión inicial de expansión [14*]

3.1.4 Variaciones en el ciclo de Rankine

Además de las mejoras señaladas en el apartado anterior las cuales se consiguen variando alguna de las condiciones de presión o temperatura del vapor antes o después del proceso de expansión, podemos mejorar el rendimiento del ciclo que estamos tratando con algunas variaciones del mismo.

-Ciclo de Rankine con recalentamiento: el ciclo de Rankine con recalentamiento es su forma más simple consiste en un ciclo de Rankine simple en el cual el vapor que sale sobrecalentado de la caldera se introduce en una turbina de alta presión y se expande hasta un estado termodinámico conveniente (normalmente próximo a la saturación), para posteriormente ser extraído de la turbina y enviado a un recalentador de la caldera y devuelto finalmente a una turbina de baja presión para completar la expansión hasta la presión final de salida. A continuación se exponen diferentes figuras en las cuales se pueden apreciar el esquema simplificado del ciclo, así como los diagramas T-S y h-S para el mismo:

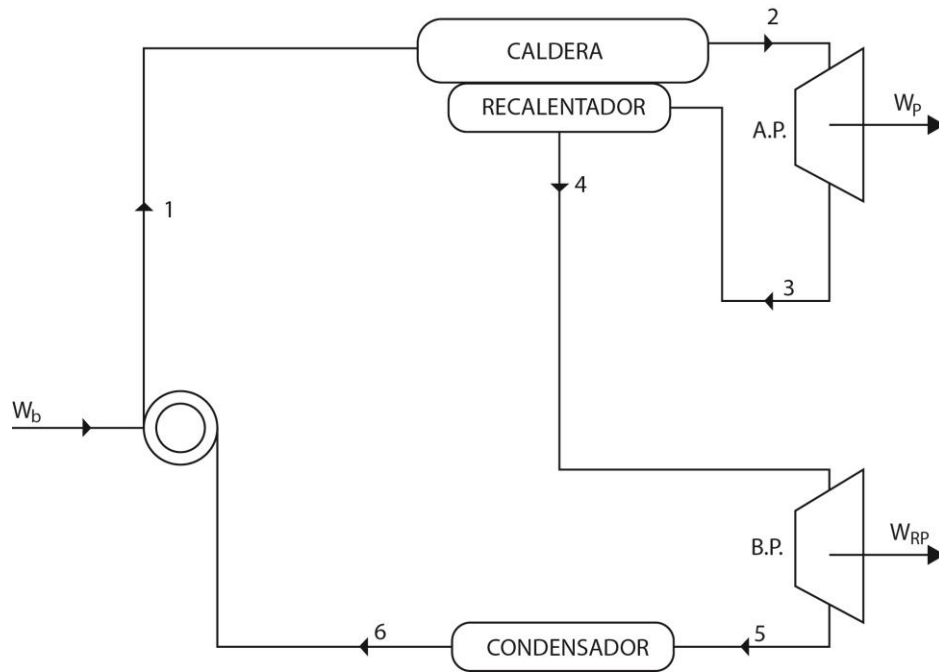


Figura 32: Esquema ciclo Rankine con recalentamiento [14*]

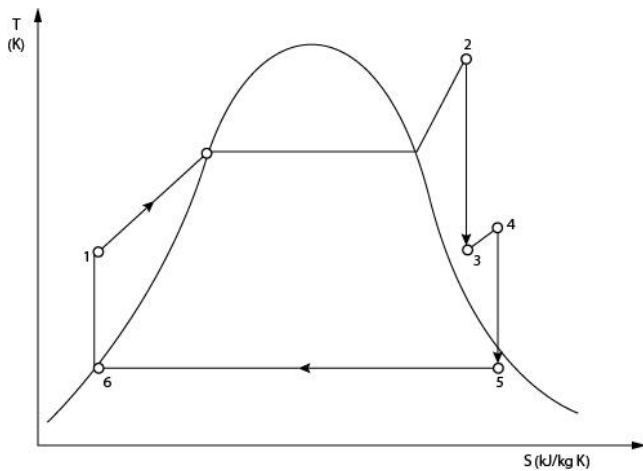


Figura 33: Diagrama T-S ciclo Rankine con recalentamiento [14*]

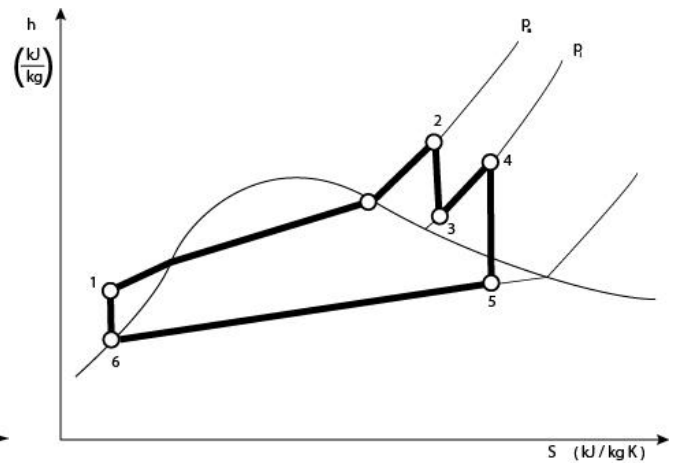


Figura 34: Diagrama h-S ciclo Rankine con recalentamiento [14*]

Si retomamos la ecuación en la que se define el rendimiento como el cociente entre el trabajo neto y el calor absorbido para el caso del ciclo Rankine con recalentamiento el rendimiento térmico será:

$$\eta = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3) + \dot{m}(h_4 - h_5) - \dot{m}(h_1 - h_6)}{\dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{m}(h_4 - h_3)}$$

De esta forma el rendimiento se ha mejorado al introducir esta etapa de recalentamiento ya que el salto entálpico total sumando los procesos de expansión de la turbina de alta ($h_2 - h_3$) y la de baja ($h_4 - h_5$) es mayor que el salto entálpico de la turbina de alta en el ciclo Rankine simple ($h_2 - h_3$).

h_5) es mayor que el este mismo salto si no existiese la etapa que estamos analizando; en este último caso (sin recalentamiento) dicho salto sería entre los puntos 2 y 5'.

El aumento de la eficiencia del ciclo no es la única ventaja del recalentamiento. Otra virtud que nos ofrece es la disminución de humedad que resulta a la salida de la turbina. Desde el punto de vista termodinámico, lo más idóneo sería utilizar un recalentamiento progresivo, pero lo más práctico y económico es tener dos etapas.

-Ciclo de Rankine regenerativo: el ciclo que nos disponemos a describir constituye uno de los procedimientos más empleados para mejorar el rendimiento del ciclo de Rankine y consiste en el calentamiento del agua de alimentación por medio del vapor extraído de una o varias zonas de la turbina. Así se aprovecha parte de la energía que de otra forma se perdería en el condensador. De esta manera se consigue elevar la temperatura del agua de alimentación antes de entrar a la caldera, haciendo que aumente a su vez la temperatura media de entrada térmica (\bar{T}_B) aproximando su valor al de la temperatura máxima (T_b). Como hemos visto en apartados anteriores al conseguir que los dos valores de las temperaturas que acabamos de citar se aproximen conseguimos mejorar la eficiencia.

En la figura [35] se representa el diagrama de flujo de un ciclo regenerativo de Rankine con dos etapas de calentamiento regenerativo del agua de alimentación. Estas extracciones de la turbina se ven reflejadas en la figura [36] en los procesos 3-8' y 4-7' del diagrama T-S que se representa.

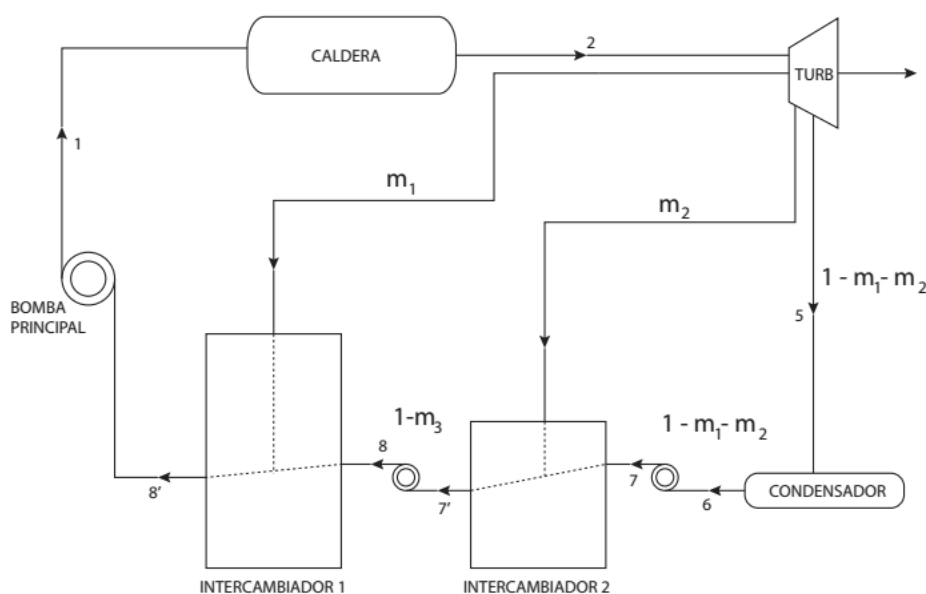


Figura 35: Esquema ciclo de Rankine regenerativo [14*]

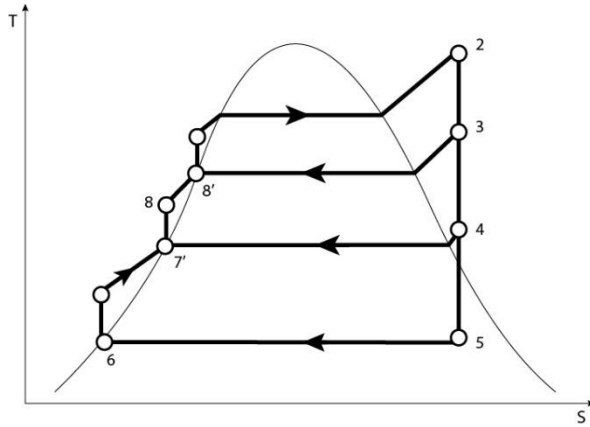


Figura 36: Diagrama T-S ciclo Rankine regenerativo [14*]

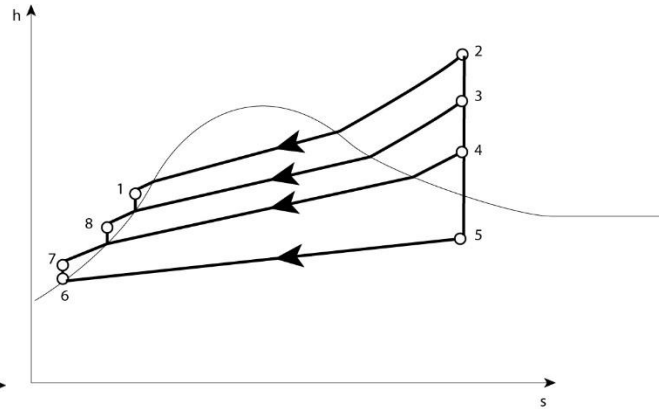


Figura 37: Diagrama h-S ciclo Rankine regenerativo [14*]

A la hora de saber en qué puntos debemos hacer las extracciones de la turbina, la experiencia en el estudio del ciclo regenerativo ha permitido concluir que el rendimiento óptimo para un número determinado de intercambiadores se logra cuando el intervalo de temperaturas entre ellos es aproximadamente el mismo. En el caso representado en las figuras anteriores se han realizado dos extracciones con sus respectivos intercambiadores por ello podemos apreciar en la figura [36] que el salto de temperatura total en el proceso de extracción ($T_2 - T_5$) está dividida en tres partes iguales; pero en la práctica el número de extracciones suele oscilar de uno a nueve.

El rendimiento térmico en este caso podemos expresarlo como:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{cald}}$$

siendo:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_2 - h_3) + (\dot{m} - \dot{m}_1)(h_3 - h_4) + (\dot{m} - \dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_4 - h_5)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}(h_1 - h_{8'}) + (\dot{m} - \dot{m}_1)(h_8 - h_{7'}) + (\dot{m} - \dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_7 - h_6)$$

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Además del efecto sobre la eficiencia, introducir etapas de precalentamiento regenerativo realizando extracciones de la turbina trae consigo otros efectos:

- 1) Para una turbina con una salida dada, el gasto en masa se incrementa a la entrada de la turbina y disminuye a la salida, lo que provoca un incremento de la altura donde los álabes tienden a ser excesivamente cortos y una disminución donde tienden a ser demasiado largos.
- 2) Las zonas de purga de vapor en el extremo de baja presión de la turbina hacen las veces de zonas para el drenaje de agua, disminuyendo los problemas de erosión causados por la humedad excesiva en estas etapas.

- Ciclo regenerativo con recalentamiento intermedio: este ciclo viene a ser una combinación de los descritos en los dos apartados anteriores. Esta adición de ambas vertientes del ciclo Rankine simple es el ciclo que se utiliza normalmente en las centrales térmicas de turbina de vapor.

Diagrama de un ciclo de Rankine con recalentamiento. El ciclo incluye una Caldera, un Recalentador, un Inter cambiador, una Bomba principal, una Bomba de alimentación (B.P.), un Condensador y una turbina (A.P.). Las líneas de flujo están etiquetadas con números 1 a 8 y fracciones de masa como m y $1-m$. Se indica un flujo de 1 kg en la línea 1.

CICLOS SUPERCRITICOS EN CENTRALES TERMOSOLARES 37

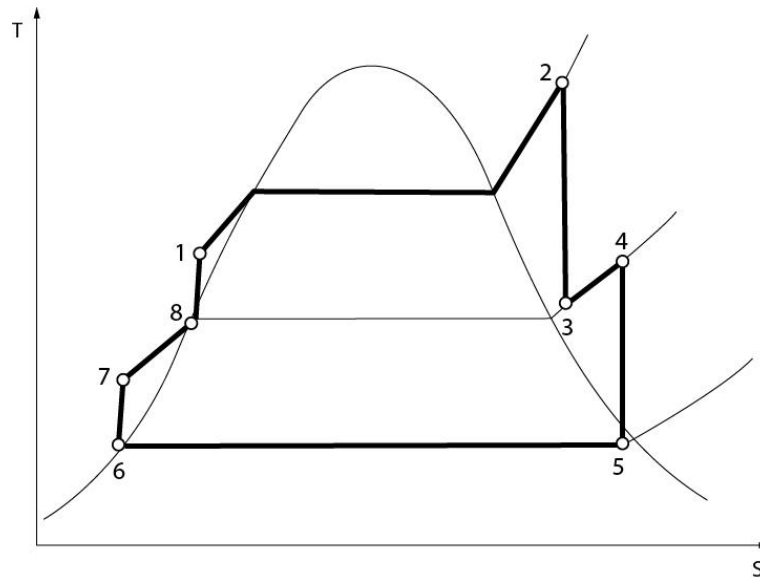


Figura 39: Diagrama T-S ciclo Rankine con recalentamiento intermedio [14*]

3.2 Ciclo Rankine supercrítico vs subcrítico

En la figura [40] se muestra un ciclo de Rankine supercrítico y en línea discontinua un ciclo subcrítico para poder ver la diferencia. Se debe observar que en el proceso de adición de calor (2-3) no se produce ningún cambio de fase. El fluido a alta presión entra en los tubos intercambiadores de calor en la caldera aumentando su temperatura sin que se produzca burbujeo mientras que recorre los tubos. La temperatura a la entrada de la turbina puede aproximarse a los 600°C. En las centrales más modernas se están utilizando presiones de 290 bar, temperaturas de 582°C y doble recalentamiento de 580°C cada uno. El doble recalentamiento se hace necesario en el caso de ciclos supercríticos, ya que es la forma de reducir la humedad a la salida de la turbina.

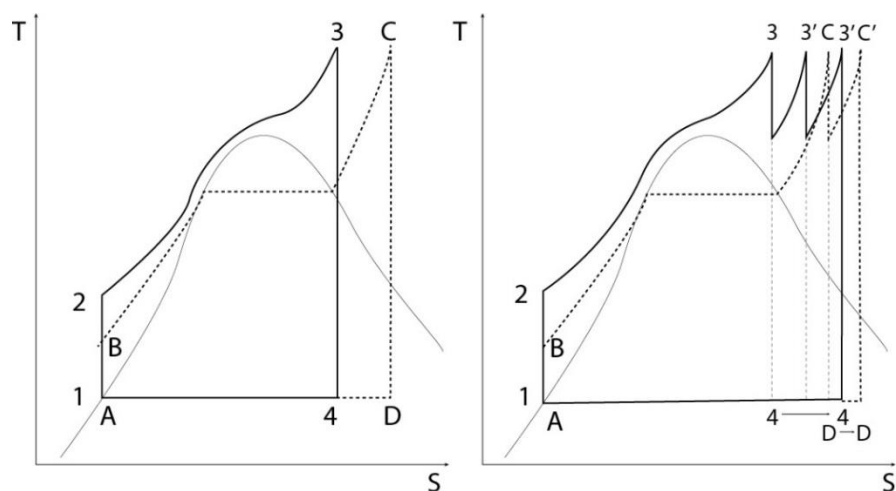


Figura 40: Comparación ciclo supercrítico vs ciclo subcrítico [14*]

Uno de los aspectos más importantes en el análisis termodinámico de los ciclos de potencia es la temperatura promedio del fluido de trabajo durante el proceso de adición de calor. Si volvemos a la figura [40] observamos que en el proceso B-C (adición de calor en ciclo subcrítico) se produce cambio de fase a temperatura constante, menor que la temperatura crítica del fluido. Sin embargo en el ciclo supercrítico en el proceso de calentamiento (2-3) la temperatura aumenta de manera continua además de ser más alta que en el caso anterior. Por ello para la misma temperatura límite de entrada en la turbina en ambos ciclos, el nivel de temperatura promedio del fluido en el proceso de calentamiento es mayor para el caso de ciclo supercrítico, lo que desembocaría en teoría en un aumento de la eficiencia si el resto de factores permanecieran constantes. La eficiencia térmica real de las unidades supercríticas modernas alcanzan una eficiencia del 47-49% (en centrales de carbón).

La eficiencia máxima que se ha conseguido en centrales termosolares de torre central que trabajan en condiciones subcríticas (típicamente unos 120bar y 540°C como presión y temperatura límite) son aproximadamente del 43% (refrigerado por agua) y del 41,2% (refrigerado por aire). Por esto se estudia la posibilidad de integrar ciclos supercríticos en estas centrales y mejorar así la eficiencia, objetivo principal de este trabajo.

CAPÍTULO 4: CICLOS SUPERCRÍTICOS EN CENTRALES TERMOSOLARES

En este capítulo vamos a centrarnos en el tema principal de este trabajo, el estudio de ciclos supercríticos en centrales termosolares de torre central usando sales fundidas como fluido caloportador. El funcionamiento de este tipo de centrales se ha explicado con anterioridad en el apartado 1.2.2

Nuestro objetivo es el análisis paramétrico y la comparación tanto a nivel de eficiencia como de costes entre diferentes ciclos subcríticos y supercríticos. Para ello con ayuda de software Thermoflow simularemos diferentes ciclos de ambos tipos variando en cada caso algún parámetro para después poder analizar cómo afectan éstos a la eficiencia del bloque de potencia.

Además de ver la variación de la eficiencia del bloque de potencia en función de los distintos parámetros (que explicaremos más adelante), analizaremos también la eficiencia total de la planta, ya que interviene también el rendimiento del campo de heliostatos y el receptor solar, por lo que habrá que tener en cuenta estos elementos.

Finalmente con estas simulaciones podremos comentar los siguientes puntos principales:

- -Cómo afecta la presión total (presión a la entrada de la primera turbina) a la eficiencia del bloque de potencia
- -Cómo afecta la relación de presiones ($\frac{\text{Presión de recalentamiento}}{\text{Presión total}}$) a la eficiencia del bloque de potencia
- -Cómo afecta la presión última (presión de salida tras la última expansión) a la eficiencia del bloque de potencia

- -Cómo afecta la temperatura total (temperatura a la entrada de la primera turbina) a la eficiencia del bloque de potencia

4.1 Consideraciones tecnológicas a tener en cuenta

Cuando hablamos de ciclos supercríticos las condiciones de presión y temperatura son muy elevadas, por ejemplo en los casos de estudio que analizaremos posteriormente se llega a unas presiones de 240bar y a temperaturas del fluido de trabajo de 580°C así como a unas temperaturas de las sales que se utilizan como fluido caloportador de 600°C. Estos niveles de presión y temperatura tan altos dificultan los procesos; se necesitan materiales más resistentes y caros y además encontraremos algunas complicaciones con la tecnología existente que debe ser “especial” para estos casos:

- **Turbinas de vapor supercríticas:** El bloque de potencia más pequeño disponible hoy en día en ciclos supercríticos es de $400MW_e$. En casos normales de centrales solares de sales fundidas la potencia de salida de la turbina puede ser de hasta $160MW_e$. Esta limitación se debe al máximo tamaño práctico que puede tener el campo de heliostatos y el receptor. Siemens recomienda una moderna turbina (*The Siemens SST-900*) como alternativa para superar esta limitación. The Siemens SST 990 es una turbina de doble carcasa dividida en dos módulos diferentes, uno de alta presión y otro de media que operan a velocidades diferentes. La potencia máxima de salida es de 200MW.
- **Temperatura de las sales:** típicamente en los tanques de almacenamiento de sales fundidas de alta temperatura la máxima temperatura es de 565°C ya que a partir de esta temperatura las sales comienzan a degradarse. Se propone en este estudio el uso de sales que lleguen a los 600°C usando tuberías de aleaciones de níquel que soporten esta temperatura.
- **Generador de vapor con once-through:** en los ciclos subcríticos convencionales el generador de vapor consiste en cuatro intercambios de calor. Primero se precalienta el agua de alimentación para llegar a un punto ligeramente inferior al de ebullición, después pasa por el evaporador y el tambor de vapor para separar la humedad del vapor; en tercer lugar encontramos el sobrecalentador que tiene como objetivo llevar el vapor a condiciones de sobrecalentamiento y por último un recalentador para recalentar el vapor que sale de la turbina de alta.

Para condiciones supercríticas de vapor, donde la presión supera el punto crítico, la tecnología que utiliza la gravedad para separar el agua del vapor no es adecuada. Los generadores de vapor que se utilizan en las plantas CSP convencionales (descritos en el párrafo anterior) deben ser reemplazados por generadores que trabajan con lo que denominamos once-through. Este tipo de generadores de vapor presenta una circulación en la cual a través de sus tubos vaporizadores se produce la vaporización del agua recorriendo ésta todos los elementos del generador en un mismo paso. En el mismo tubo el vapor atraviesa las distintas zonas (economizador, vaporizador y recalentador).

Siemens ha desarrollado un generador de vapor de circulación once-trough para sales fundidas que puede producir vapor a presión supercrítica.



Figura 41: Generador de vapor Once-Through [5*]

Este diseño hace posible integrar el economizador, el evaporador y el sobrecalentador en una misma cavidad a un mismo nivel de presión por lo que se simplifica el montaje en comparación con las plantas CSP tradicionales que tienen tres niveles de presión diferentes.

4.2 Descripción de los casos de estudio

Tanto el número de casos de estudios como los parámetros que hemos fijado para la simulación han ido variando a lo largo del desarrollo del trabajo. Esto se ha debido principalmente al proceso de recalentamiento, ya que en un principio decidimos fijar ciertas presiones de recalentamiento para los diferentes ciclos (a medida que aumentábamos la presión total, aumentábamos también la de recalentamiento). En un principio decidimos simular ocho ciclos, cuatro subcríticos y cuatro supercríticos:

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	msal (kg/s)	Pfin (bar)
SUB1	565	290	548	120	35	1000	0,152
SUB2	600	290	580	120	35	900	0,152
SUB3	565	307	548	160	46	1065	0,199
SUB4	600	307	580	160	46	950	0,199
SUP1	565	405	548	240	70	1630	0,3
SUP2	600	405	580	240	70	1395	0,3
SUP3	565	307	548	240	46	1065	0,199
SUP4	600	307	580	240	46	950	0,199

Tabla 2: Ciclos iniciales

Estos ciclos fueron escogidos para analizar la influencia de diferentes factores en el rendimiento del bloque de potencia.

El parámetro más importante sobre el que centramos el estudio es la presión total (presión de entrada a la primera turbina). Es el factor que diferencia principalmente un tipo de ciclo de otro (subcrítico-supercrítico). Como se puede ver en la tabla anterior escogimos tres presiones diferentes para poder analizar su efecto sobre el rendimiento. Además también variamos otros parámetros para ver su efecto sobre el bloque de potencia como son la presión final y la temperatura.

En el capítulo anterior hemos visto de forma teórica cómo estos parámetros afectan al rendimiento. Al aumentar el salto de presión en las turbinas aumentas el salto entálpico por lo que el rendimiento también aumenta, esto se puede conseguir aumentando la presión total o disminuyendo la presión final. Este objetivo (aumentar el salto entálpico) también puede conseguirse aumentando la temperatura como ya se ha explicado. Además al aumentar la temperatura se consigue un vapor menos húmedo lo que alargará la vida de los materiales.

Estos son los motivos por los que en un principio decidimos fijar estos parámetros de partida. Temperatura, presión total y presión final son tres parámetros que afectan directamente al rendimiento del bloque de potencia por lo que debíamos simular diferentes ciclos variando unos u otros para poder ver su efecto.

Cuando comenzamos a simular los ciclos supercríticos nos dimos cuenta que para alguno de ellos la presión de recalentamiento de 70bar era demasiado alta, y el programa no nos permitía hacer esta simulación u obteníamos rendimientos demasiado bajos para lo esperado. Decidimos entonces probar con diferentes presiones de recalentamiento y vimos que los rendimientos variaban. Buscando el porqué de esta variación del rendimiento con la presión de recalentamiento encontramos la siguiente gráfica que nos muestra cómo varía el rendimiento en función de la relación de presiones (Precalentamiento/ P_{total}).

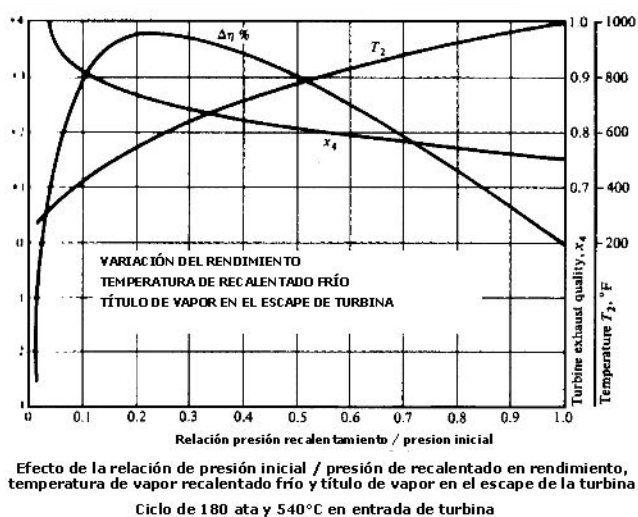


Figura 42: Efecto de la presión de recalentamiento [31*]

Al ver esto, nos pareció interesante analizar este punto, que en un principio no habíamos tenido en cuenta, para ver si realmente los ciclos simulados seguían esta tendencia y había un punto de máximo rendimiento en cada ciclo para una relación de presiones dada.

Con esto el número de ciclos que debía a simular se disparó ya que por cada uno de los ciclos que teníamos en un principio hemos simulado tres (uno para cada relación de presiones). Así de esta forma podríamos ver, sin variar ningún otro parámetro como afecta la relación de presiones al rendimiento. Esto ha sido un trabajo laborioso, ya que para ciertas presiones de recalentamiento (dependía de cada ciclo) el programa daba ciertos errores que no nos permitía acabar la simulación. Con lo cual había que probar, en ciertos casos conseguíamos realizar la simulación pero en otras ocasiones tras estar un tiempo intentando corregir las presiones de salida de cada turbina, la temperatura de salida de los intercambiadores de calor y demás parámetros llegaba a la conclusión de que ese ciclo con esos parámetros no se podía simular. Esto sucedía cuando intentábamos simular ciclos con baja relación de presiones, o cuando ésta era alta.

También nos dimos cuenta que en un principio habíamos fijado una presión de salida de la última turbina (presión de condensación) diferente en algunos ciclos. Este factor, como veremos más adelante en los resultados, afecta al rendimiento, por lo que si queríamos hacer una comparación entre los diferentes ciclos debíamos fijar una presión de condensación igual para todos los ciclos. Con esto, todavía aumentamos más el número de ciclos a simular.

A continuación se muestra la tabla con los parámetros de los diferentes ciclos que hemos simulado:

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin
SUB1.1	565	290	548	120	29,98	25%	1000	0,152
SUB1.2	565	290	548	120	35	29%	1000	0,152
SUB1.3	565	290	548	120	38,38	32%	1000	0,152
SUB1.4	565	290	548	120	29,98	25%	1000	0,199
SUB1.5	565	290	548	120	35	29%	1000	0,199
SUB1.6	565	290	548	120	38,38	32%	1000	0,199
SUB2.1	600	290	580	120	35	29%	900	0,152
SUB2.1	600	290	580	120	32,32	27%	900	0,199
SUB2.2	600	290	580	120	35	29%	900	0,199
SUB2.3	600	290	580	120	38,38	32%	900	0,199
SUB3.1	565	307	548	160	40	25%	1065	0,199
SUB3.2	565	307	548	160	46	28,75 %	1065	0,199
SUB3.3	565	307	548	160	56	35%	1065	0,199
SUB4.1	600	307	580	160	40	25%	950	0,199
SUB4.2	600	307	580	160	46	28,75 %	950	0,199
SUB4.3	600	307	580	160	56	35%	950	0,199
SUP1.1	565	405	548	240	42,18	17,50 %	1630	0,3
SUP1.2	565	405	548	240	46	19%	1630	0,3
SUP1.3	565	405	548	240	60,05	25%	1630	0,3
SUP1.4	565	405	548	240	70	29%	1630	0,3

SUP1.5	565	405	548	240	42,18	17,50 %	1630	0,199
SUP1.6	565	405	548	240	46	19%	1630	0,199
SUP1.7	565	405	548	240	60,05	25%	1630	0,199
SUP1.8	565	405	548	240	70	29%	1630	0,199
SUP2.1	600	405	580	240	46	19%	1395	0,3
SUP2.2	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,3
SUP2.3	600	405	580	240	60	25%	1395	0,3
SUP2.4	600	405	580	240	46	19%	1395	0,199
SUP2.5	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,199
SUP2.6	600	405	580	240	60	25%	1395	0,199
SUP3.1	565	307	548	240	42,18	18%	1065	0,199
SUP3.2	565	307	548	240	46	19%	1065	0,199
SUP3.3	565	307	548	240	60,05	25%	1065	0,199
SUP3.4	565	307	548	240	65	27%	1065	0,199
SUP4.1	600	307	580	240	46	19%	950	0,3
SUP4.2	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,3
SUP4.3	600	307	580	240	60,05	25%	950	0,3
SUP4.4	600	307	580	240	46	19%	950	0,199
SUP4.5	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,199
SUP4.6	600	307	580	240	60,05	25%	950	0,199

Tabla 3: Ciclos simulados

4.2.1 Punto de partida

Para realizar las simulaciones hemos tomado como referencia el estudio [2*] Solar Towers with supercritical steam parameters – is the efficiency gain worth the effort? J.H Paterseim, A. Veeraragavan (University of Technology Sydney)

En este paper se comparan tres escenarios diferentes dentro de las centrales termosolares de torre central con sales fundidas. El primero un ciclo subcrítico, y los dos siguientes supercríticos (uno de ellos con cogeneración). Para nuestros casos de estudios nos apoyaremos en el primer y último caso.

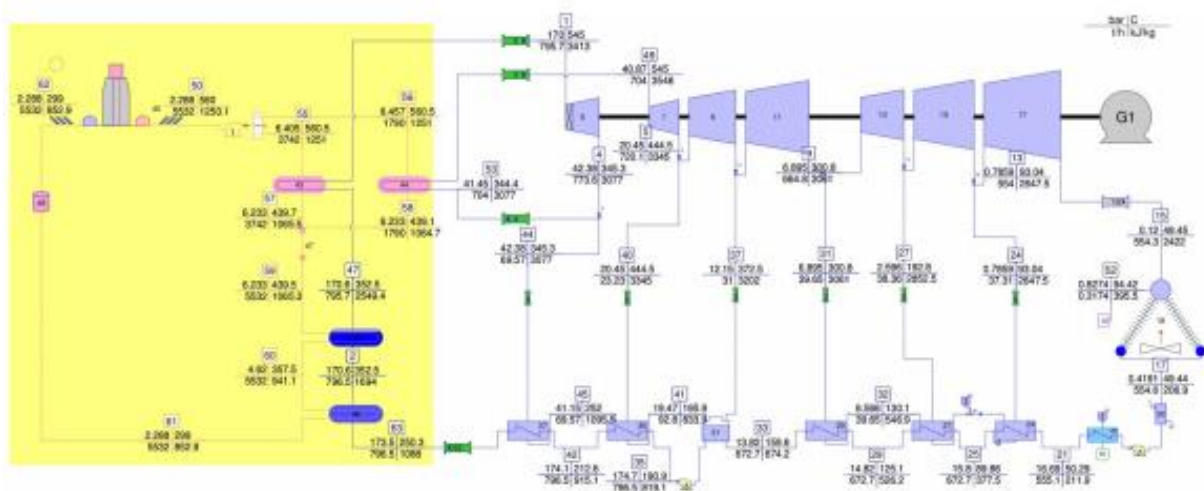


Figura 43: Esquema de referencia 1 [2*]

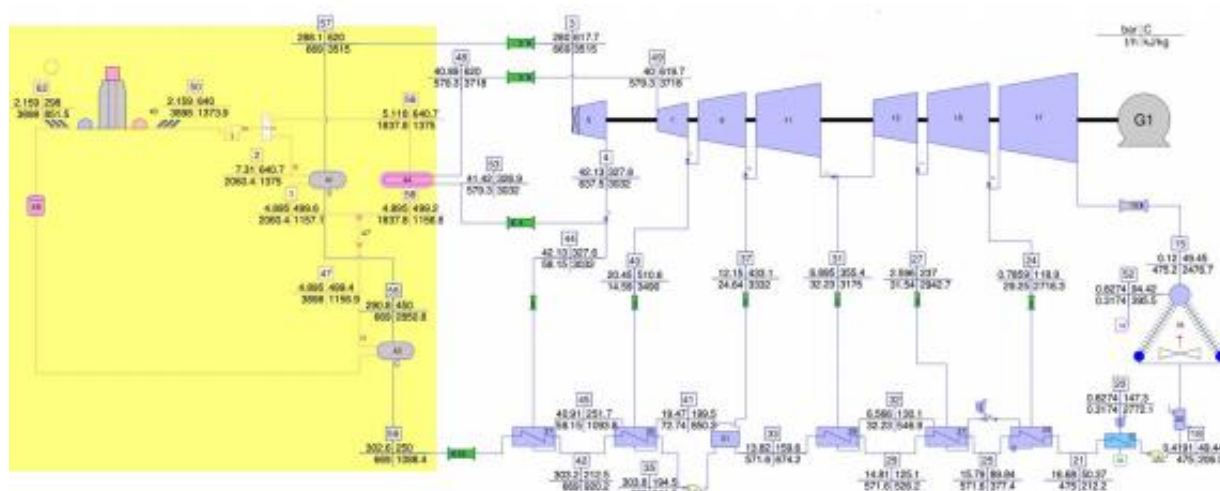


Figura 44: Esquema de referencia 2 [2*]

En las figuras [43] y [44] se muestran los esquemas que han seguido en estos casos para simular los ciclos con Thermoflow y estos serán los diseños de los que partiremos para hacer las simulaciones de los diferentes ciclos que hemos presentado anteriormente. Aunque esquemáticamente son iguales, además de la diferencia entre los parámetros límite puesto que estamos ante un caso subcrítico y otro supercrítico, hay alguna otras diferencias sobre todo en relación a las proporciones de caída de presión, de flujo másico en el sangrado de las turbinas o en la proporción de sales que se dirigen hacia la zona de recalentamiento. Eso hemos de tenerlo en cuenta a la hora de hacer los cálculos previos para nuestras simulaciones.

4.2.2 Thermoflow y Thermoflow Lite

Thermoflow es el programa escogido para realizar las simulaciones. Se trata de un programa de simulación asistida por ordenador con el que se puede diseñar y simular diferentes tipos de ciclos de potencia haciendo uso de los diferentes elementos que ofrece (intercambiadores, bombas, turbinas

y muchos más). Se trata de un programa muy completo del cual solo hemos hecho uso de una pequeña parte

Para realizar las simulaciones hemos utilizado la versión Thermoflow Lite que es por así decirlo una versión estudiante, por lo tanto no tiene todas las capacidades, comandos y elementos disponibles de la versión completa. Por esto hemos tenido que introducir algunos cambios con respecto a los esquemas de referencia para que el programa nos dejase simular los ciclos:

-Parte solar: Como podemos ver en las figuras [43] y [44] toda la zona sombreada de amarillo representa el proceso de adición de calor. Se trata de un receptor de torre central con un campo de heliostatos a su alrededor gracias al cual se calientan las sales que posteriormente calientan el fluido de trabajo (agua) al pasar por diversos intercambiadores de calor. En nuestro caso esta parte no hemos podido simularla de esta forma ya que la versión que utilizamos no nos permite el uso de sales fundidas como fluido caloportador, ni están disponibles el elemento de la torre central (aparecen en la barra de elementos, pero si los incluyes en el esquema el programa no compila)

Para poder representar este proceso hemos tenido que simplificarlo y sustituir tanto el proceso de adición de calor principal como el de recalentamiento por dos elementos que denominan *Heat Adder*. Figura [47] elementos 1 y 2.

Los *Heat Adder* como su propio nombre indica son elementos que representan una adición de calor y se modelan introduciendo el calor que deben transferir al fluido de trabajo y la temperatura a la que dicho fluido debe salir. Posteriormente explicaremos como hemos calculado el calor que se debe suministrar al agua en estos elementos para representar las condiciones de temperatura y gasto másico de las sales previamente fijadas para cada caso de estudio. (Apartado 4.2.4 Cálculos previos)

-Máximo de 20 elementos: en la versión que estamos utilizando nos encontramos con el límite de no poder introducir más de veinte elementos en un mismo archivo, por lo que hemos tenido que dividir cada ciclo o planta que estábamos simulando en dos partes. Esto nos ha producido complicaciones al tener que hacer que los datos concordasen de forma lógica; por ejemplo al variar un dato en una parte del ciclo sabes que afectará a la otra parte pero en vez de que el programa solo “se ajuste”, al estar en otro archivo debíamos abrirlo y cambiarlo de forma manual.

Además hemos tenido que utilizar elementos como sumideros y fuentes. En la figura [47] se ve el esquema final que hemos utilizado para realizar todas a las simulaciones. En la parte superior (hoja 1 del esquema de simulación) el elemento 20 es un sumidero y el elemento 19 una fuente. En la parte inferior (hoja 2 del esquema de simulación) encontramos los elementos 1 (fuente) y 4 (sumidero). Estos cuatro elementos han hecho posible que podamos dividir el ciclo en dos partes y realizar las simulaciones. Pero a la hora de trabajar ha hecho que todo sea algo más complicado y debamos dedicar bastante más tiempo.

Para trabajar con estas dos partes, primero simulábamos la hoja o parte 1, pero como el ciclo no estaba cerrado, aunque el programa hubiese compilado sin dar ningún error o incongruencia en los parámetros de presión y temperatura, el flujo másico que circulaba por el elemento 19 y 20 no era el mismo. Añadimos que el flujo másico de agua es un dato que no ha sido introducido manualmente, sino que el programa ha deducido a partir de otros parámetros (temperatura, calor cedido al agua y

Cp del agua) siguiendo la ecuación $\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$ al igual que el flujo másico de cada sangrado de las turbinas.

Aquí nos encontramos con un problema, porque el flujo másico en esos puntos debía ser el mismo. La división que se hace del esquema de referencia es el siguiente:

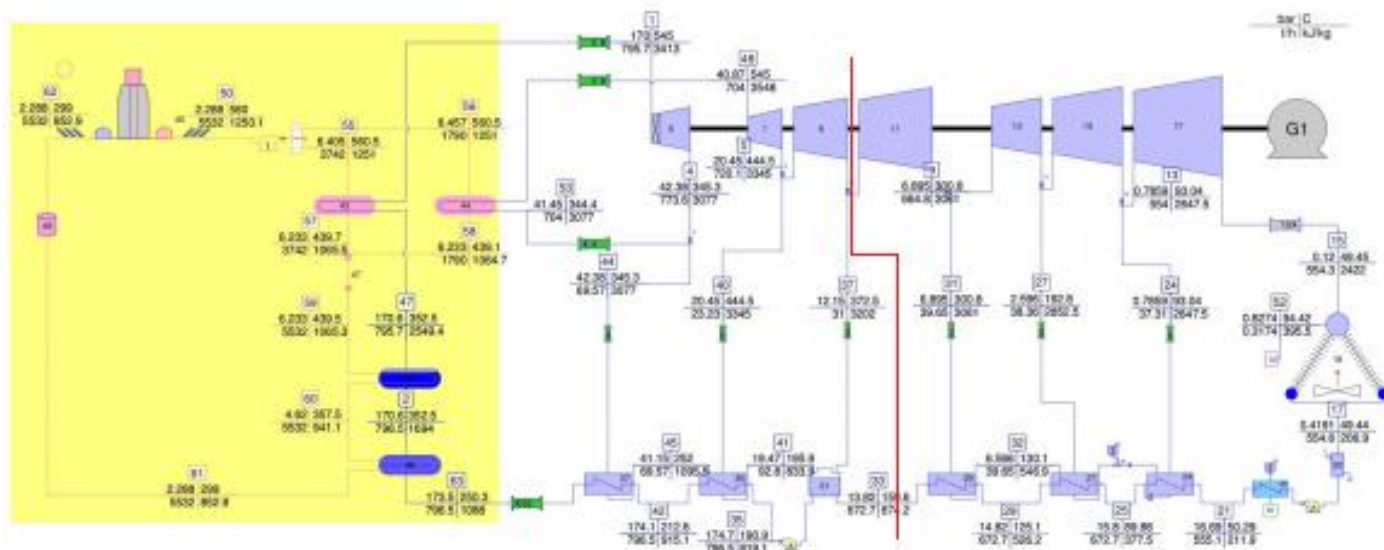


Figura 45: División esquema de referencia [2*]

Si nos fijamos en el esquema podemos ver que el flujo másico que va de la tercera etapa de turbina (tras el sangrado) hacia la cuarta (flujo másico en el sumidero, elemento 20 de nuestro esquema) debe ser el mismo que regresa para introducirse en el mezclador (flujo másico en la fuente, elemento 19 de nuestro esquema figura [47])

Si el programa nos hubiese permitido hacer todo el esquema dentro de un mismo archivo, no habría habido problema, porque al ser un ciclo cerrado el programa hubiese comprendido esto y habría simulado en consecuencia.

Al no ser así, primero debíamos hacer los ajustes y cambios necesarios para que el programa no nos diese error en temas relacionados con saltos de presiones en las etapas de turbina o de temperatura en los intercambiadores de calor, y tras esto todavía debíamos ajustar algún parámetro que hacía que los flujos másicos variaran un poco hasta hacer coincidir el flujo másico del elemento 20 y 19.

Para conseguir esto debíamos variar la temperatura de salida del intercambiado que vemos en la figura [47] como elemento 14. La presión de entrada a la turbina (elemento 15) y la temperatura de salida del intercambiador (elemento 14) están relacionada:

Site Menu	Components	Miscellaneous	Gen/Motors
Feedwater Heater[14]			0 - Design
1. Mode			0 - Design
2. FW temperature mode			3 - FW exit temperature limited by steam source, additional DP
3. Design point FW temperature @ heater exit	C		133,7
4. Design point terminal difference	C		5,5
5. Include drain cooler			0 - No
6. Design point drain cooler approach	C		NA
7. Include desuperheater			0 - No
8. Design point residual superheat	C		NA
9. Design point minimum pinch	C		2,5
10. Design point dP/P across feedwater-side			0,02
11. Design point shell pressure	bar		3,533

Figura 46: Thermoflow diseño Feedwater Heater

Como podemos ver en la figura [46] al fijar los parámetros de diseño del intercambiador de calor queda fijada la presión (*design point shell pressure*) que es la presión de entrada en la siguiente etapa de turbina. Veremos detenidamente más adelante el porqué de esta relación cuando expliquemos cómo hemos realizado la simulación y los problemas que nos hemos encontrado.

Los pasos a seguir para conseguir igualar los flujos másicos son variar la temperatura de salida del intercambiador de calor (parámetro que se introduce de manera manual) y la presión que nos fijase este elemento introducirla como parámetro de entrada en la turbina (otro parámetro que se introduce de forma manual). Una vez hecho esto volvíamos a simular, entonces los flujos másicos variaban, ya que al variar el salto de temperatura del intercambiador variaba la necesidad de flujo másico proveniente del sangrado de la turbina para precalentar la corriente de fluido principal. Por lo tanto repetíamos varias veces el proceso variando la temperatura de salida del intercambiador y por tanto la presión de entrada de la tercera etapa de turbina hasta que hacíamos coincidir ambos flujos másicos.

Existe otra manera de alcanzar este objetivo, se trata de variar la temperatura de salida del mezclador (elemento 17 figura [47] superior) o su presión de diseño. Estos parámetros están relacionados. Como hemos dicho si variás la temperatura de salida del mezclador, varía la presión de diseño y esta presión es la misma que la de salida de la tercera etapa de turbina (elemento 15) y a su vez la misma que la del elemento 20 (no consideramos pérdidas de presión en codos ni bifurcaciones). Al variar la temperatura a la que sale el fluido del mezclador y la presión de salida de la turbina, estás variando las necesidades de flujo másico por las diferentes ramas y así mediante un proceso de iteración alcanzamos el objetivo de hacer coincidir el flujo másico que sale por el sumidero y el que entra a través de la fuente.

-Uso de *splitter*: otro problema con el que nos hemos encontrado al usar esta versión reducida es que no nos permite el uso de un splitter que junte dos corrientes de fluido, por lo que hemos tenido que sustituir este elemento por dos sumideros y una fuente. Esto al igual que en el caso que explicábamos en el punto anterior (máximo de 20 elementos) nos ocasiona algunos inconveniente.

Si pudiésemos utilizar un splitter teniendo las condiciones de los fluidos que entran por ambas corrientes, el programa calcularía las condiciones del fluido de salida, pero en este caso hemos tenido que calcular a mano estas últimas condiciones, para todos ciclos varias veces ya que cuando se hacía algún ajuste de presiones, gasto másico en los sangrados y demás debíamos reajustar también estos

datos. Figura [47] elementos 17,18 y 19. Explicaremos más adelante como se han hecho estos cálculos. (Apartado 4.2.4 Cálculos previos)

4.2.3 Esquema final

Tras solucionar todos estos problemas que nos hemos ido encontrando con la versión Thermoflow Lite finalmente conseguimos dibujar el esquema de lo que utilizamos como planta base, para después dependiendo del ciclo que queremos simular ir introduciendo unos u otros parámetros.

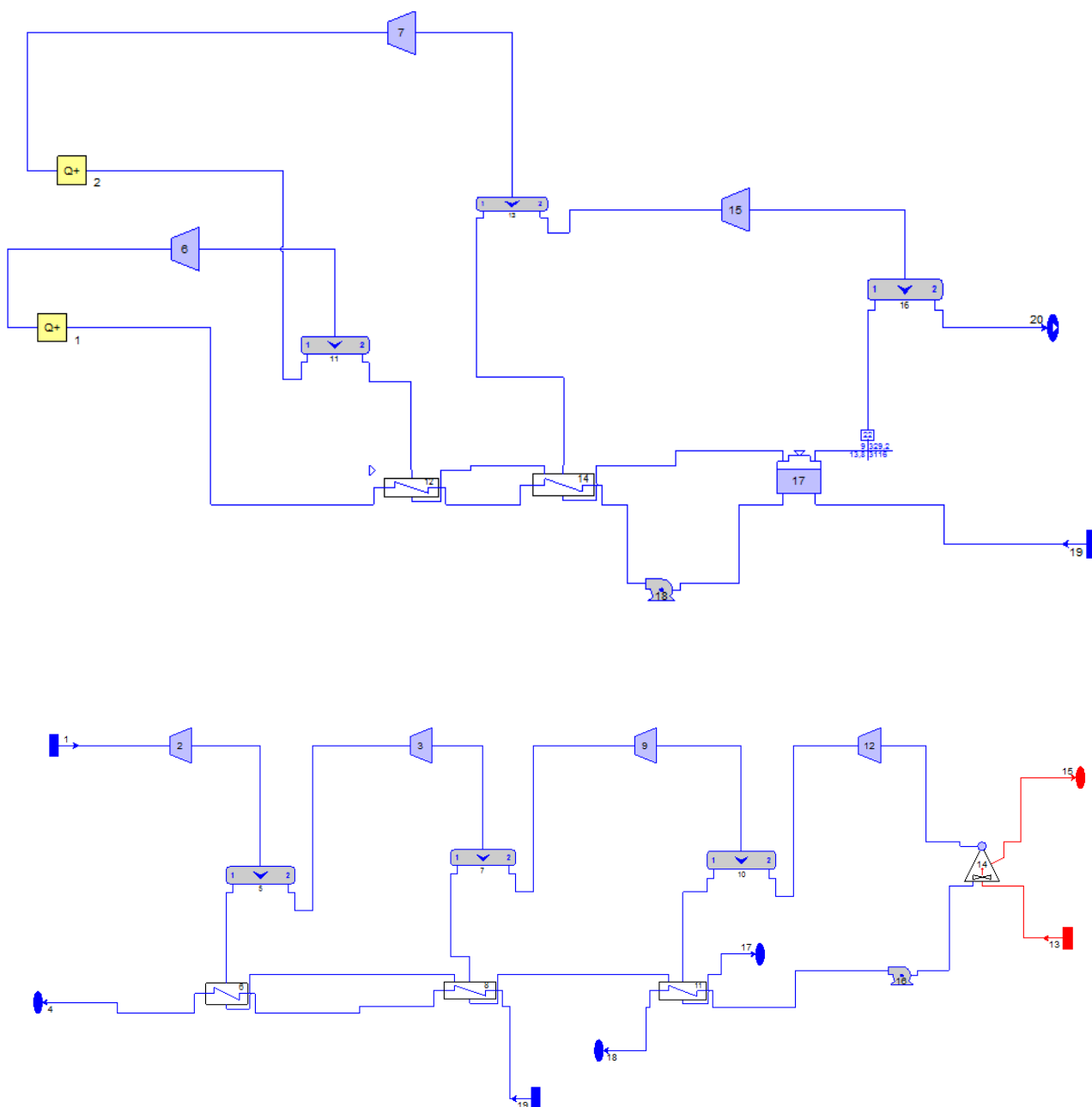


Figura 47: Esquema final

4.2.4 Hipótesis de partida

Previamente a la simulación hay que tener claro una serie de hipótesis de partida que debemos mantener en todos los casos para poder compararlos posteriormente y siguiendo estas hipótesis modelizar los elementos (turbinas, bombas...)

Las hipótesis que hemos considerado para los diferentes casos de estudio son:

- Eficiencia termodinámica de las turbinas del 95%. En un principio comenzamos simulando las turbinas como ideales (adiabáticas e isentrópicas), pero como hemos visto en el capítulo 2, en la práctica las turbinas no son isentrópicas, y la irreversibilidad en este elemento es la que más afecta al rendimiento del bloque de potencia, por lo que decidimos ajustar esta eficiencia al 95% para obtener unos resultados algo más ajustados a la realidad.
- Eficiencia termodinámica de las bombas del 95%. En el caso de las bombas su irreversibilidad no afecta tanto al rendimiento del bloque de potencia, pero para acercarnos un poco más a los casos reales decidimos escoger también un 95% como eficiencia.
- Adición de calor a presión constante. El proceso de adición de calor que tiene lugar en los llamados Heat Adder (elementos 1 y 2 figura [47]) los hemos supuesto isobáricos porque esto nos facilitaba los cálculos a la hora de poder simular el ciclo sin que el programa nos diera ciertos errores.
- Caída nula de presión en las tuberías. También para facilitar un poco los cálculos decidimos utilizar la hipótesis de que la caída de presión por las tuberías es nula. En la práctica sabemos que esto no es así, siempre existe alguna pequeña caída de presión cuando un fluido circula por una tubería debida a la fricción aumentando esta en zonas como codos o bifurcaciones.

4.2.5 Cálculos previos.

-Proceso de adición de calor

Como se comenta en apartados anteriores la “parte solar” hemos tenido que sustituirla por dos elementos que simulan la adición de calor. A continuación explicaremos cómo se ha calculado el calor que se debe suministrar al fluido de trabajo para representar las condiciones de temperatura y gasto másico de las sales en cada caso.

Partiendo de los esquemas de referencia figuras [43] y [44] vemos que el flujo de sales tras pasar por una bomba se bifurca en dos corrientes, una para el proceso de recalentamiento y la otra corriente para el proceso de adición de calor principal. Tras el proceso de recalentamiento las corrientes de sales vuelven a juntarse para pasar por un último intercambiador de calor que pertenece también al proceso de calentamiento principal.

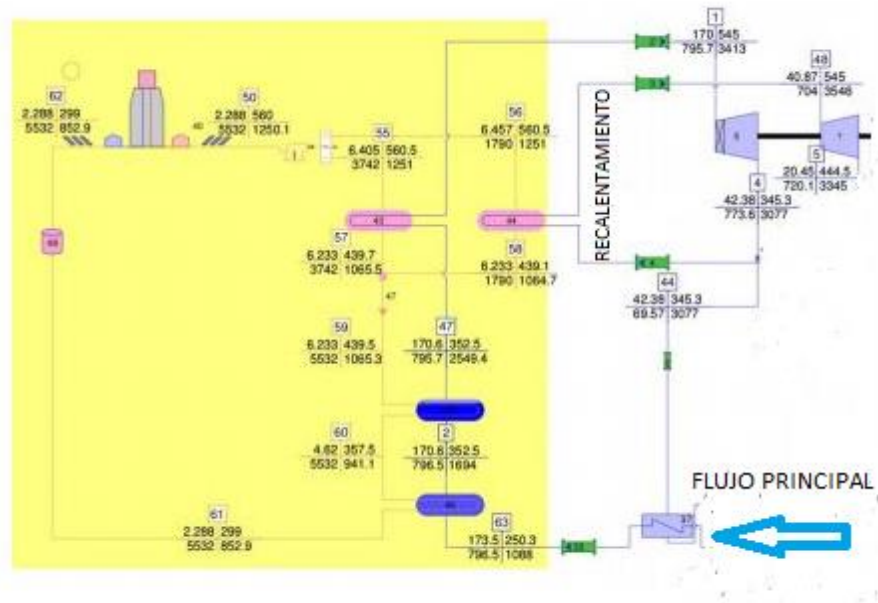


Figura 48: Proceso de adición de calor [2*]

Este proceso podemos simplificarlo en un esquema como el siguiente:

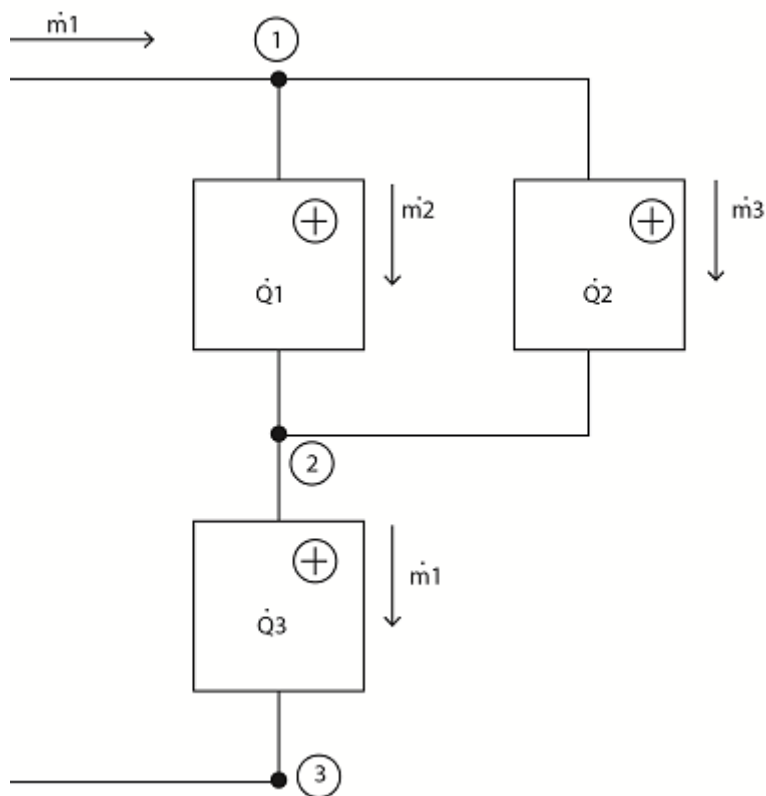


Figura 49: Esquema proceso de adición de calor (Elaboración propia)

Este esquema representa el proceso de adición de calor, tanto para el flujo principal como para el recalentamiento. Manteniendo las proporciones de flujo másico de sales fundidas por cada rama, y

caída de temperatura en cada intercambiador que siguen en el estudio que hemos tomado como referencia podemos calcular para cada uno de nuestros casos la temperatura en el punto de unión de las dos corrientes de sales (punto 2) y el flujo másico de cada corriente. Debemos tener en cuenta que estas proporciones no son las mismas para el caso subcrítico y el supercrítico. Por lo que para los cuatro primeros ciclos que vamos a simular tendremos que trabajar con los datos de la figura [43] y para los siguientes los de la figura [44].

Teniendo para cada caso la temperatura máxima, temperatura mínima y temperatura en el punto 2 de las sales fundidas, así como el gasto másico total de sales y la división de éste entre las dos corrientes podemos calcular el calor que se transfiere desde las sales hacia el agua tanto en el primer elemento de adición de calor (el calor en este elemento será el que se suministra al flujo principal) como en el segundo (calor de recalentamiento).

Como podemos ver en el esquema el flujo principal pasa por dos intercambiadores, mientras que el flujo que se somete al recalentamiento pasa solo por uno. Comenzaremos explicando cómo hemos calculado el calor que se transfiere al agua en el proceso principal.

En este primer caso es como si el fluido pasase por dos intercambiadores, hay dos procesos de adición de calor (proceso 1 y proceso 3 de la figura [49]). En ambos caso podemos calcular el calor que cede las sales fundidas al agua como:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$$

Donde el C_p de las sales fundidas lo hemos calculado como:

$$C_p = 1443 + 0.172T(^{\circ}C) [32^{*}]$$

Las sales en estos procesos están cediendo calor por lo que su temperatura varía, por ello para cada proceso hemos cogido la temperatura media entre la entrada y la salida de cada intercambiador

$$C_p = 1443 + 0.172T_{media}(^{\circ}C)$$

De esta forma podemos calcular el calor en los dos procesos que forman parte de la adición de calor principal tomando en cada caso el gasto másico, el C_p y el incremento de temperatura que corresponda. Sumando el calor que ceden las sales en ambos procesos obtendremos el valor que debemos introducir en el elemento Heat Adder 1 para calentar el flujo principal.

El caso del flujo de recalentamiento es similar, pero esta vez el flujo pasa tan solo por un intercambiador por lo que es más sencillo. Simplemente tenemos que seguir la ecuación tomando el gasto másico que circula por esa rama, calculando el C_p tomando como temperatura la media entre los puntos 1 y 2 y el incremento de temperatura entre estos dos puntos. Así obtendremos el valor para el Heat Adder 2.

Seguiremos este procedimiento para todos los casos y así podremos representar las condiciones de partida que teníamos.

Para dejar claro como hemos hecho estos cálculos, plasmamos en este informe el caso del ciclo subcrítico 1, mostrando así cada uno de los pasos seguidos.

En primer lugar hemos tomado el esquema de referencia, fijándonos en la “parte solar”

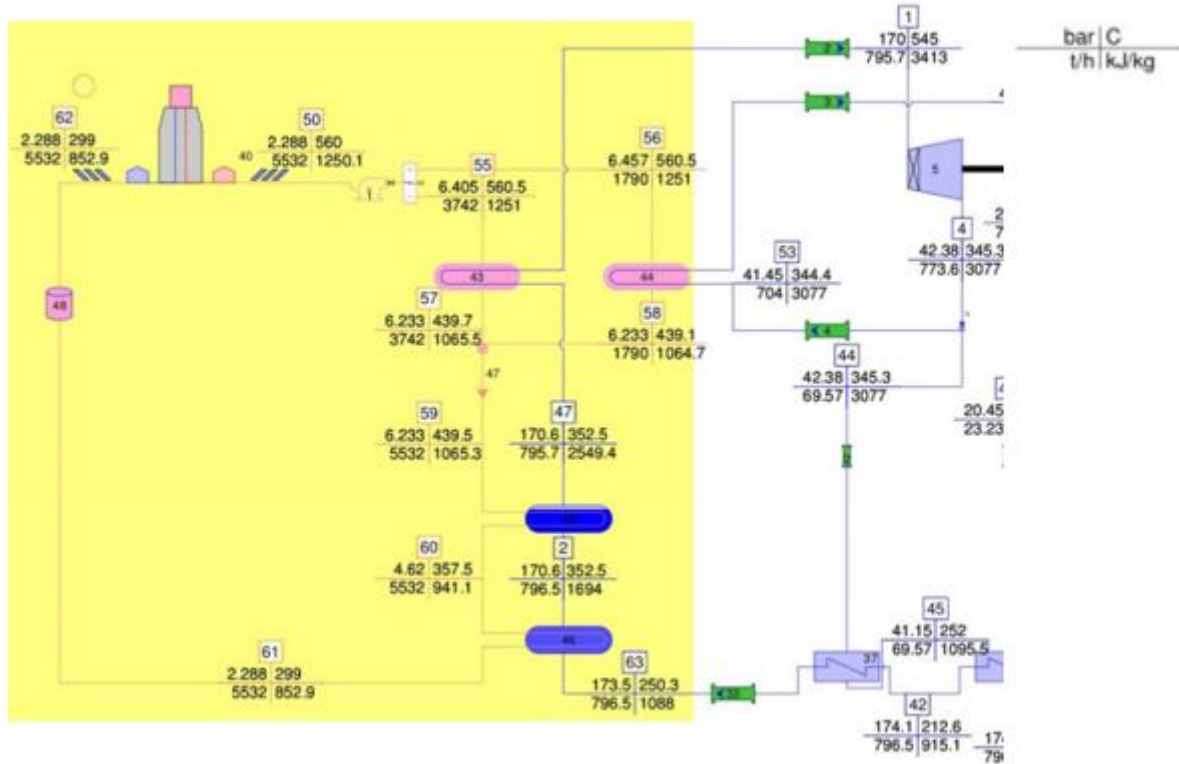


Figura 50: Esquema de referencia “parte solar” [2*]

Vemos que el flujo másico de sales antes de pasar por la bomba es de 5532 t/h y tras pasar por la bomba se bifurca en dos corrientes, la corriente principal de 3742 t/h (67,64%) y la corriente que va hacia el proceso de recalentamiento de 1790 t/h (32,36%). En cuestión de temperatura hemos tenido en cuenta que la temperatura máxima de las sales (antes de cualquiera de los intercambiadores de calor) es de 560,5°C. En el punto de unión de las dos corrientes de fluido hemos tomado como temperatura 439,5°C, y la temperatura mínima de las sales vemos que es 299°C. Tomando el esquema de la figura [50]

$$\dot{m}_1 = 5532 \text{ t/h}$$

$$\dot{m}_2 = 3742 \text{ t/h}$$

$$\dot{m}_3 = 1790 \text{ t/h}$$

$$T_1 = 560,5^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 439,5^\circ\text{C} = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_3 T_3}{\dot{m}_1 + \dot{m}_3}$$

$$T_3 = 299^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_T = T_1 - T_3 = 261,5^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_1 = T_1 - T_2 = 121^{\circ}\text{C}$$

$$\frac{\Delta T_1}{\Delta T_T} = 0,4627; (46,27\%)$$

Estos son los datos de referencia que utilizamos para nuestros casos de estudio.

Para el caso del ciclo subcrítico 1 sabemos:

$$\dot{m}_1 = 1000 \text{ kg/s}$$

$$T_1 = 565^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 290^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_T = 275^{\circ}\text{C}$$

Estos parámetros se han fijado antes de la simulación, para con variaciones de unos y otros poder hacer tras las simulaciones el análisis paramétrico (ver tabla [3])

Como tenemos la proporción de flujo másico que se dirige por cada rama de la bifurcación en el esquema de referencia, podemos saber para nuestro caso de estudio el valor de \dot{m}_2 y \dot{m}_3 ; lo mismo ocurre con la temperatura, sabemos en proporción cuanto cae la temperatura entre el punto 1 y 2.

Así obtenemos:

$$\dot{m}_2 = 0,6764\dot{m}_1 = 676,4 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = 0,3236\dot{m}_1 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 323,6 \text{ kg/s}$$

$$\Delta T_1 = 0,4627\Delta T_T = 127,24^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = T_1 - \Delta T_1 = 437,76^{\circ}\text{C}$$

Con estos datos ya podemos hacer uso de las ecuaciones descritas antes para obtener el calor cedido desde las sales hacia el agua en cada uno de los procesos de intercambio. Comenzamos con los dos procesos de adición de calor que afectan al flujo principal:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_2 C_{p1} \Delta T_1 = \dot{m}_2 C_{p1} (T_1 - T_2)$$

$$C_p = 1443 + 0,172 T_{media}$$

$$T_{media} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 501,38^{\circ}\text{C}$$

$$C_p = 1529,24 \text{ J/kgK}$$

$$\dot{Q}_1 = 131225,0876 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{m}_1 C_{p3} \Delta T_2 = \dot{m}_1 C_{p3} (T_2 - T_3)$$

$$C_{p3} = 1443 + 0,172T_{media}$$

$$T_{media} = \frac{T_2 + T_3}{2} = 363,88^\circ\text{C}$$

$$C_{p3} = 1505,59 \text{ kJ/kgK}$$

$$\dot{Q}_3 = 222465,9784 \text{ KW}$$

Para el primer elemento de adición de calor (*Heat Adder 1*):

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_3$$

Para el proceso de recalentamiento los pasos son similares:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_3 C_{p1} \Delta T_1 = 62966,249 \text{ KW}$$

Como el proceso tiene lugar entre los mismos límites de temperaturas que el primer proceso, el C_p para este caso y el ΔT son los mismos. Este valor de \dot{Q}_2 será el valor que se introducirá en el *Heat Adder 2*

Con estos parámetros ya podremos modelizar ambos elementos de adición de calor, introduciendo el valor correspondiente del calor y la temperatura de salida del agua (parámetro previamente fijado)

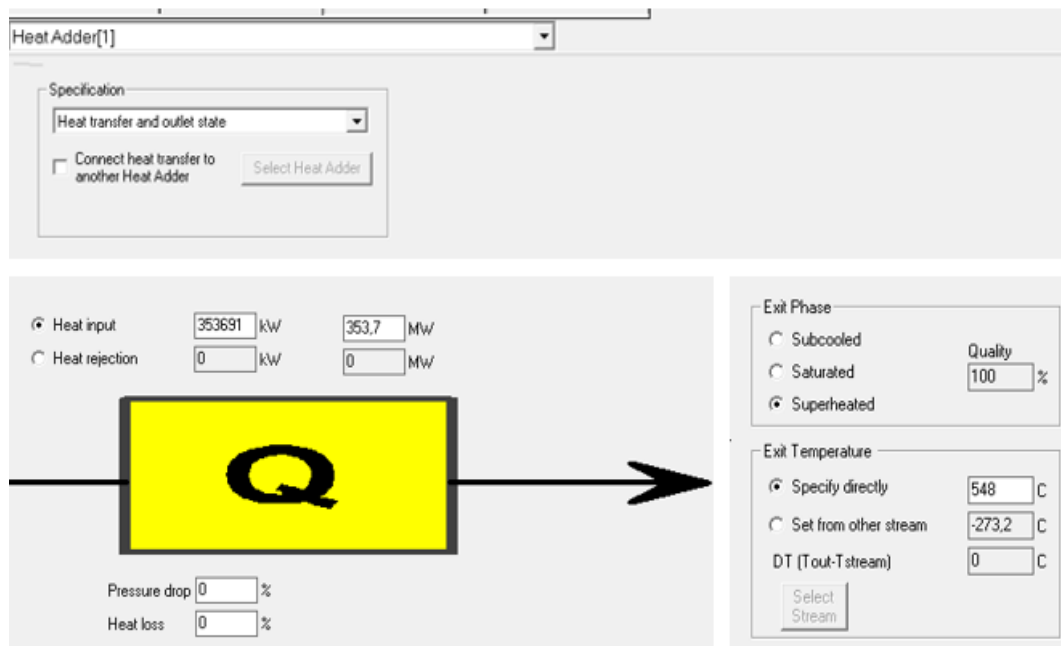


Figura 51: Heat Adder (Thermoflow)

-Proceso de unión de dos corrientes de fluido

En la segunda parte de nuestro esquema base, se produce la unión de dos fluidos. Como hemos comentado anteriormente debido a la versión del programa que estamos utilizando, esta unión no hemos podido simularla con un splitter, sino que hemos debido utilizar en su caso dos sumideros y una fuente para representar esta unión. En este caso estamos mezclando dos fluidos a presiones

diferentes. Las condiciones de partida de los fluidos que van a mezclarse son conocidas, y la presión del fluido de salida también.

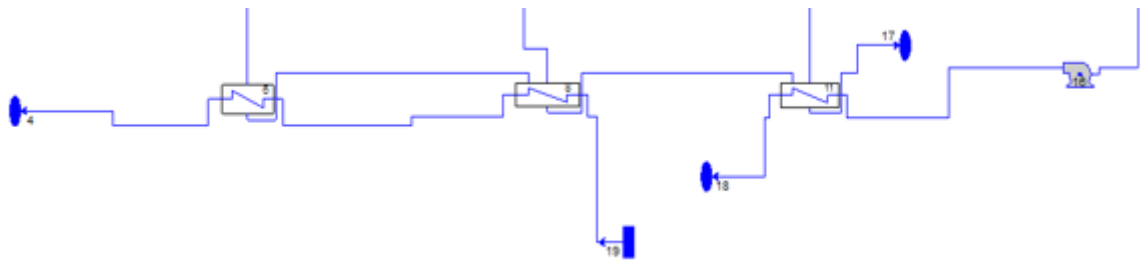


Figura 52: Esquema final sección de la parte 2. (Thermoflow)

La presión en el elemento 4 (sumidero) viene dada por la presión de la fuente que aparece en el esquema de la primera parte del ciclo (elemento 19 figura [47] superior). Al saber el valor que debe tener esta presión, hemos ido variando la presión en el elemento 19 de este esquema (figura [47] inferior, segunda parte del ciclo) y simulando hasta que por medio de iteraciones sucesivas conseguimos que el valor que nos proporciona el programa de la presión en el sumidero (elemento 4) era la que sabíamos que debía ser:

Realizando un sencillo balance de energía podemos saber la entalpía del fluido de salida, que será líquido (entalpía en el elemento 19)

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{19}h_{19};$$

Siendo:

$\frac{dE}{dt} = 0$ (proceso estacionario); $\dot{W} = 0$ $\dot{Q} = 0$ (proceso adiabático) y $\dot{m}_{19} = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{18}$; podemos saber la entalpía del fluido a la salida (h_2)

$$h_2 = \frac{\dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{18}h_{18}}{\dot{m}_{19}}$$

Conociendo la entalpía y la presión del fluido a la salida (punto 19) podemos “jugar” con el programa hasta conocer la temperatura de este punto. Fijamos la presión y vamos variando la temperatura hasta que la entalpía resultante sea igual a la calculada. Se trata otra vez de un proceso iterativo hasta que conseguimos cuadrar los parámetros.

4.2.6 Problemas en la simulación

A la hora de simular los ciclos, además de los problemas que nos hemos encontrado al utilizar la versión Thermoflow Lite, hemos tenido que ir ajustando ciertos parámetros para poder hacer compilar el programa.

El principal obstáculo que nos hemos encontrado ha sido el cuadrar los parámetros de presiones a la entrada de cada escalón de turbina, y las temperaturas a la salida de los intercambiadores de calor que realizan el proceso de precalentamiento del flujo principal antes de entrar en el elemento *Heat Adder 1*.

Comentamos como hemos hecho esto en la parte 1 de nuestro esquema:

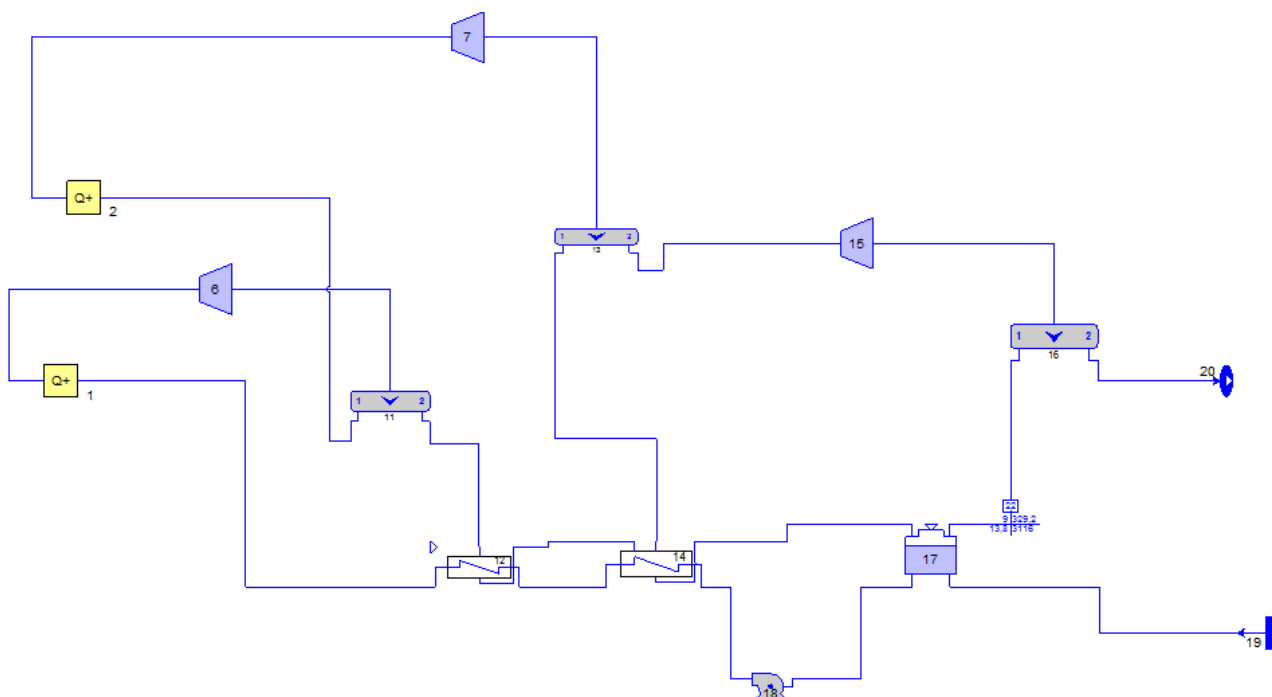


Figura 53: Esquema final parte 1 (Therflow)

Antes de comenzar la simulación, fijamos ciertos parámetros que se introducen de forma manual. Éstos son el calor que se cede a agua en los elementos 1 y 2 (*Heat Adder*), parámetro que ha sido calculado siguiendo los pasos explicados en el apartado anterior; la presión total (presión a la entrada del elemento 6, es decir, en la primera turbina o escalón de turbina); y temperatura máxima (temperatura de entrada del fluido a la primera turbina), que debe ser la misma que la temperatura de entrada a la segunda turbina (temperatura del fluido tras el recalentamiento)

Como hemos comentado antes, y se puede ver en la figura [46] cuando modelizas el intercambiador de calor, la temperatura de salida del fluido que se precalienta (fluido principal) y la presión del fluido de alta temperatura (sangrado primera turbina) están relacionados. Vamos a intentar explicar estas relaciones entre los parámetros, para ello vamos a centrarnos en una parte del esquema:

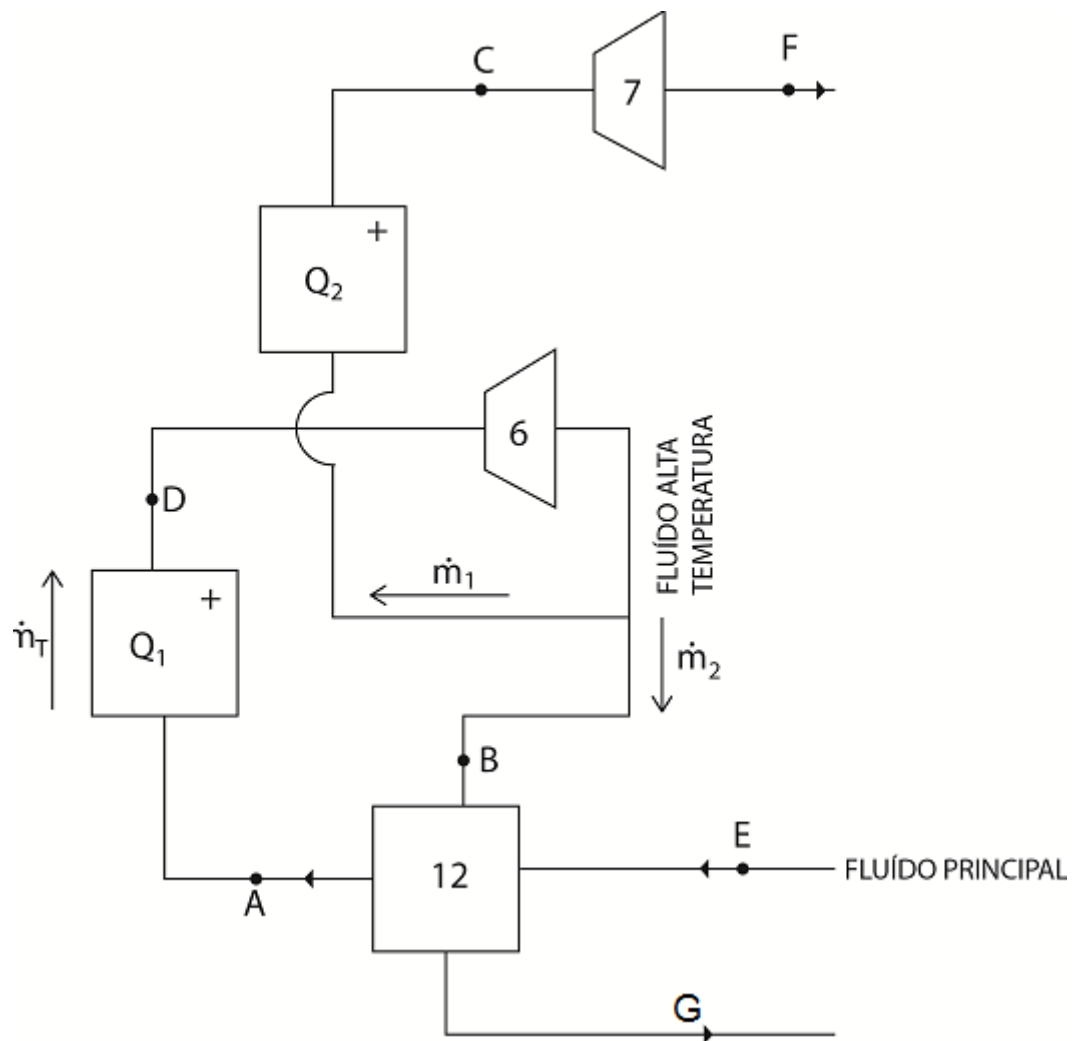


Figura 54: Esquema explicativo problemas con la simulación

Los parámetros fijados antes de la simulación son

- \dot{Q}_1
- \dot{Q}_2
- $T_D = T_C$
- P_D

Cuando comenzamos a simular, lo primero que debemos hacer es modelizar cada elemento, y además de introducir las hipótesis de partida (eficiencia termodinámica, proceso isobárico y demás) hay que introducir otros parámetros. En nuestro caso introducíamos manualmente la presión de salida de cada turbina y la temperatura de salida de cada intercambiador de calor. Pero como hemos dicho estos parámetros están relacionados y debemos seguir un criterio.

Nos fijamos en el elemento 12 (intercambiador de calor), donde la temperatura en A, y E son fijas (parámetros introducidos manualmente para modelizar el elemento). Si realizamos balances de energía en este elemento considerando proceso estacionario e isobárico y variaciones de energía cinética y potencial despreciables, por una parte el fluido principal (fluido que se calienta):

$$0 = \dot{Q}_{int1} - 0 + \dot{m}_T(h_e - h_s)$$

Tratamos el fluido principal como un líquido ideal y el proceso isobárico por lo que:

$$h_s - h_e = C(T_s - T_e)$$

$$\dot{Q}_{int1} = \dot{m}_T C_p \Delta T$$

Por otra parte el balance de energía para el fluido que viene del sangrado de la turbina (fluido a alta temperatura):

$$0 = \dot{Q}_{int2} - 0 + \dot{m}_2(h_e - h_s)$$

$$\dot{Q}_{int2} = \dot{m}_2(h_G - h_B)$$

El proceso es adiabático con el entorno por lo que el calor que cede un fluido tiene que ser el mismo que absorbe el otro fluido que pasa por el intercambiador.

$$\dot{Q}_{int1} = \dot{Q}_{int2}$$

$$\dot{m}_T C_p \Delta T = \dot{m}_2(h_G - h_B)$$

Por lo tanto si variamos la temperatura en el punto A estaremos modificando el calor de intercambio, por lo que modificaremos las condiciones del fluido de alta temperatura. Considerando fijas las condiciones del fluido en el punto G ya que interviene en un proceso de intercambio de calor anterior que habríamos modelizado antes, podemos ver que si modificamos el salto de temperatura del fluido principal aumentando la temperatura en A, la entalpía en B será mayor y de ahí que la temperatura en A y la presión en B estén relacionadas. Esto sucede en todos los casos de intercambio de calor que vemos en el esquema. Por esto al temperatura de salida del elemento 12 y la presión de entrada en el elemento 7 (turbina) están relacionadas, la temperatura a la salida del elemento 14 y la presión de entrada en el elemento 15 están relacionadas y la temperatura de salida del mezclador (elemento 17) y la presión en el elemento 20 (sumidero) también.

Ahora que hemos visto la dependencia entre el fluido que circula por unas ramas y otras, podemos explicar los problemas que nos hemos encontrado al simular.

El gasto másico total (gasto másico que atraviesa el elemento 1) queda fijado, el programa deduce el valor ya que conoce la temperatura en el punto A (temperatura de salida del intercambiador) y D (temperatura máxima) así como el calor que se cede en el *Heat Adder 1*.

Al fijar la temperatura a la salida de los intercambiadores, en este caso la del punto A, fijamos el flujo másico total (\dot{m}_T) porque en el elemento de adición de calor, considerando el balance de energía, el fluido como un líquido ideal y el proceso isobárico:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_T C_p \Delta T$$

El gasto másico que circula por cada una de las ramas tras el primer proceso de expansión (\dot{m}_1 y \dot{m}_2), es decir el gasto másico que circula hacia el punto B y hacia el punto C, también queda definido por los parámetros ya fijados de presión, temperatura y calor cedido al fluido en el *Heat adder* 2. En primer lugar \dot{m}_1 queda definido por el calor introducido en el elemento 2 y la temperatura en los puntos B (viene de la simulación) y C (temperatura máxima), y \dot{m}_2 depende del proceso de intercambio de calor que tiene lugar en el elemento 12, es decir, dependiendo del salto de temperatura que deba dar el fluido principal el flujo másico del sangrado será mayor o menor para conseguir este precalentamiento.

El problema que encontramos es que si introducíamos un cierto valor para la presión de recalentamiento (presión en C) y ajustábamos el valor de la temperatura de salida del intercambiador (temperatura en A) para esa presión de recalentamiento podía producirse un error al compilar. Esto podía ser por dos motivos.

Primero podía suceder que la temperatura en el punto A era demasiado baja, por lo que el salto de temperatura que se debía producir en el fluido principal al pasar por el intercambiador era pequeño, lo que nos llevaba a que el flujo másico del primer sangrado (\dot{m}_2) fuese también pequeño y no se cumpliese la ecuación de conservación de la masa:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \text{ (ver figura [54])}$$

En nuestro caso al simular:

$$\dot{m}_T > \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

Esto se podía solucionar sin tener que modificar la temperatura en A y por tanto la presión de recalentamiento, disminuyendo la temperatura en el punto E, temperatura de salida del elemento 14. Como ya hemos hablado antes esto condicionaría la presión de entrada en la tercera turbina (elemento 15). Al disminuir esta temperatura estamos aumentando el salto de la misma que da el fluido principal en el elemento 12 por lo que el flujo másico necesario para calentar esta corriente (\dot{m}_2) aumentaría. Así podríamos hacer que se cumpliese la ecuación de conservación de la masa.

En algunos casos sucedía, que aunque bajásemos la temperatura en el punto E no se conseguía nunca llegar a cumplir la ecuación de conservación de la masa. Además llegábamos al punto en el que la temperatura en el punto E era tan baja que nos condicionaba una presión de entrada en el elemento 15 demasiado pequeña y no permitía seguir con el resto del ciclo.

Si esto ocurría debíamos cambiar la presión de recalentamiento y por tanto la temperatura en A. Esto haría que el salto de temperatura en el intercambiador fuese mayor, por lo que el flujo másico que se necesita para precalentar el fluido principal también aumenta.

Por lo tanto, primero intentábamos hacer compilar el programa con una presión de recalentamiento dada, variando la temperatura en el punto E y en consecuencia la presión en el punto F. Si de esta forma no se podía llegar a simular, había que aumentar un poco la temperatura en el punto A y por lo tanto la presión de recalentamiento, y volvíamos con el primer paso. Así conseguíamos ajustar los parámetros que nos permitiesen simular el ciclo.

Todo este proceso nos limitaba la presión mínima de recalentamiento que podíamos utilizar para cada ciclo, y por lo tanto la relación de presiones mínima.

Por otro lado podíamos encontrarnos con el problema contrario. Si buscábamos una presión de recalentamiento demasiado alta fijábamos una temperatura en el punto A elevada, y por lo tanto el salto de temperatura en el intercambiador (elemento 12) era grande. Esto daba lugar a que el valor de \dot{m}_2 fuese alto y en ocasiones no se cumpliese la ley de conservación de la masa porque obteníamos:

$$\dot{m}_T < \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

El proceso a seguir es similar al anterior, pero en vez de intentar aumentar el salto de temperatura para aumentar el flujo másico requerido para el precalentamiento, buscamos disminuir ese salto de temperatura para hacer más pequeño el valor de \dot{m}_2 .

Para conseguir este propósito, en primer lugar sin modificar la presión de recalentamiento, aumentábamos la temperatura en el punto E con el consiguiente aumento de la presión a la entrada de la tercera turbina (presión en el punto F). Así disminuíamos el salto de temperatura en el intercambiador (elemento 12) y por lo tanto el flujo másico \dot{m}_2 . Podía ser que con estos cambios consiguiésemos ajustar los parámetros para que el programa pudiese simular el ciclo sin producir error, pero en otras ocasiones llegábamos a un punto en el que la temperatura en el punto E era tan alta y tan similar a la del punto A que las presiones en los puntos C y F eran prácticamente la misma. Si ocurría esto debíamos disminuir la presión de recalentamiento y por tanto la temperatura en el punto A y repetir el proceso de ajuste de la temperatura en el punto E y presión en el punto F.

De esta forma quedaba también limitada la presión máxima de recalentamiento que podíamos utilizar para poder simular los diferentes ciclos.

Para cada ciclo hemos debido repetir estos procesos varias veces para conseguir simular el ciclo con diferentes relaciones de presiones y obtener los resultados que se mostrarán en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO 5: RESULTADOS

5.1 Rendimiento del bloque de potencia

Este es el rendimiento que nos proporcionará el programa Thermoflow tras la simulación.

Tras hacer todas las simulaciones hemos calculado el rendimiento del bloque de potencia de cada ciclo simulado.

Para calcular este rendimiento al tener cada ciclo dividido en dos hojas hemos debido calcularlo como:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} - \dot{W}_{fan}}{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}$$

$\dot{W}_{T1} = \dot{W} (t_1 + t_2 + t_3)$; Trabajo total turbinas hoja 1

$\dot{W}_{T2} = \dot{W} (t_4 + t_5 + t_6 + t_7)$; Trabajo total turbinas hoja 2

$\dot{W}_{B1} = \dot{W}_{b1}$; Trabajo bomba hoja 1

$\dot{W}_{B2} = \dot{W}_{b2}$; Trabajo bomba hoja 2

$\dot{W}_{fan} = \text{trabajo ventilador del condensador};$

$\dot{Q}_1 = \text{calor suministrado al agua (Heat Adder 1)}$

$\dot{Q}_2 = \text{calor suministrado al agua (Heat Adder 2)}$

Cada uno de estos parámetros nos los proporcionaba el programa una vez simulado cada ciclo.

Tras simular todos los ciclos hemos obtenido los siguientes resultados del rendimiento del bloque de potencia:

	Tsal, out(°C)	Tsal,in(°C)	Tt(°C)	Pt(bar)	Prec(bar)	P2/P1	$\dot{m}_{sal} (kg/s)$	Pfin(bar)	η
SUB1.1	565	290	548	120	29,98	25%	1000	0,152	43,35%
SUB1.2	565	290	548	120	35	29%	1000	0,152	43,48%
SUB1.3	565	290	548	120	38,38	32%	1000	0,152	43,19%
SUB1.4	565	290	548	120	29,98	25%	1000	0,199	42,52%
SUB1.5	565	290	548	120	35	29%	1000	0,199	42,66%
SUB1.6	565	290	548	120	38,38	32%	1000	0,199	42,36%
SUB2.1	600	290	580	120	35	29%	900	0,152	44,15%
SUB2.1	600	290	580	120	32,32	27%	900	0,199	43,17%
SUB2.2	600	290	580	120	35	29%	900	0,199	43,39%

SUB2.3	600	290	580	120	38,38	32%	900	0,199	43,32%
SUB3.1	565	307	548	160	40	25%	1065	0,199	43,42%
SUB3.2	565	307	548	160	46	28,75%	1065	0,199	43,92%
SUB3.3	565	307	548	160	56	35%	1065	0,199	42,86%
SUB4.1	600	307	580	160	40	25%	950	0,199	43,98%
SUB4.2	600	307	580	160	46	28,75%	950	0,199	44,50%
SUB4.3	600	307	580	160	56	35%	950	0,199	44,60%
SUP1.1	565	405	548	240	42,18	17,50%	1630	0,3	42,63%
SUP1.2	565	405	548	240	46	19%	1630	0,3	43,38%
SUP1.3	565	405	548	240	60,05	25%	1630	0,3	43,18%
SUP1.4	565	405	548	240	70	29%	1630	0,3	42,96%
SUP1.5	565	405	548	240	42,18	17,50%	1630	0,199	43,74%
SUP1.6	565	405	548	240	46	19%	1630	0,199	44,60%
SUP1.7	565	405	548	240	60,05	25%	1630	0,199	44,27%
SUP1.8	565	405	548	240	70	29%	1630	0,199	44,05%
SUP2.1	600	405	580	240	46	19%	1395	0,3	43,63%
SUP2.2	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,3	44,68%
SUP2.3	600	405	580	240	60	25%	1395	0,3	43,33%
SUP2.4	600	405	580	240	46	19%	1395	0,199	44,72%
SUP2.5	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,199	45,89%
SUP2.6	600	405	580	240	60	25%	1395	0,199	44,47%
SUP3.1	565	307	548	240	42,18	18%	1065	0,199	44,92%
SUP3.2	565	307	548	240	46	19%	1065	0,199	45,08%
SUP3.3	565	307	548	240	60,05	25%	1065	0,199	44,24%
SUP3.4	565	307	548	240	65	27%	1065	0,199	43,75%
SUP4.1	600	307	580	240	46	19%	950	0,3	43,82%
SUP4.2	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,3	44,64%
SUP4.3	600	307	580	240	60,05	25%	950	0,3	43,25%
SUP4.4	600	307	580	240	46	19%	950	0,199	44,90%
SUP4.5	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,199	45,86%
SUP4.6	600	307	580	240	60,05	25%	950	0,199	44,24%

Tabla 4: Resultado simulaciones

Al principio del capítulo 4 se han enumerado una serie de cuestiones a analizar sobre los resultados del rendimiento del bloque de potencia de los diferentes casos de estudio. Vamos a comentar estos puntos uno por uno.

5.1.1 Rendimiento - Relación de presiones (P_{rec}/P_T). Rendimiento – Presión Final

Este es un punto interesante que surgió a lo largo del desarrollo de este trabajo. Cómo afecta la presión de recalentamiento, o mejor dicho, la relación de presiones (Precalentamiento/ P_{total}) al rendimiento del bloque de potencia. Es una cuestión que en un principio no nos habíamos planteado,

pero más tarde nos pareció interesante analizar, y tras los resultados obtenidos no nos equivocábamos.

Como se muestra a continuación en las tablas [5], [6], [7] y [8] hemos simulado cada ciclo con diferentes relaciones de presiones, además en la mayoría hemos hecho dos variantes, dependiendo de la presión final (presión de condensación). Ahora vamos a mostrar diferentes gráficas que dejarán ver cómo afecta tanto la relación de presiones como la presión final al rendimiento del bloque de potencia. Después comentaremos los resultados obtenidos.

En las primeras gráficas encontraremos dos líneas de tendencia, cada una representa un mismo ciclo en el que tan solo hemos variado la relación de presiones. La otra línea corresponde a ese mismo ciclo pero con una presión final diferente. Se representa en el gráfico el rendimiento del bloque de potencia en función en la relación de presiones.

Después representaremos tan solo una línea por ciclo que se corresponderá con una sola presión final, ya que consideramos que con los primeros ejemplos ya se aprecia claramente la diferencia entre escoger una presión final u otra.

- Ciclo subcrítico 1

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUB1.1	565	290	548	120	29,98	25%	1000	0,152	43,35%
SUB1.2	565	290	548	120	35	29%	1000	0,152	43,48%
SUB1.3	565	290	548	120	38,38	32%	1000	0,152	43,19%
SUB1.4	565	290	548	120	29,98	25%	1000	0,199	42,52%
SUB1.5	565	290	548	120	35	29%	1000	0,199	42,66%
SUB1.6	565	290	548	120	38,38	32%	1000	0,199	42,36%

Tabla 5: Rendimiento – relación de presiones 1

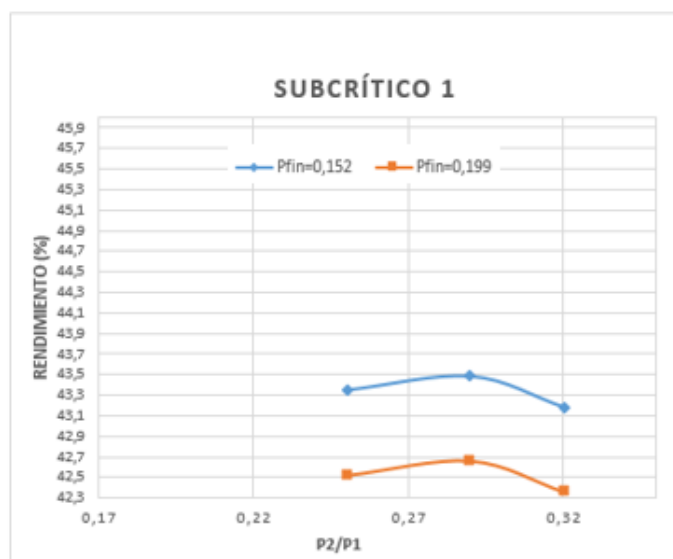


Figura 55: Rendimiento – relación de presiones 1

- Ciclo Supercrítico 1

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUP1.1	565	405	548	240	42,18	17,50%	1630	0,3	42,63%
SUP1.2	565	405	548	240	46	19%	1630	0,3	43,38%
SUP1.3	565	405	548	240	60,05	25%	1630	0,3	43,18%
SUP1.4	565	405	548	240	70	29%	1630	0,3	42,96%
SUP1.5	565	405	548	240	42,18	17,50%	1630	0,199	43,74%
SUP1.6	565	405	548	240	46	19%	1630	0,199	44,60%
SUP1.7	565	405	548	240	60,05	25%	1630	0,199	44,27%
SUP1.8	565	405	548	240	70	29%	1630	0,199	44,05%

Tabla 6: Rendimiento – relación de presiones 2

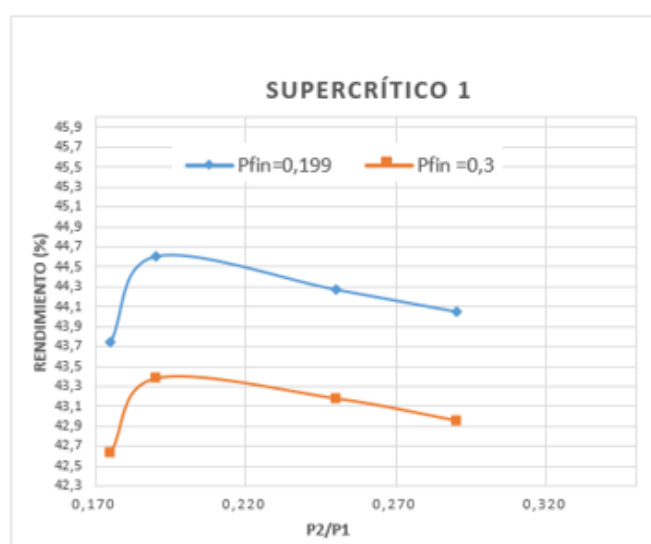


Figura 56: Rendimiento – relación de presiones 2

- Ciclo Supercrítico 2

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUP2.1	600	405	580	240	46	19%	1395	0,3	43,63%
SUP2.2	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,3	44,68%
SUP2.3	600	405	580	240	60	25%	1395	0,3	43,33%
SUP2.4	600	405	580	240	46	19%	1395	0,199	44,72%
SUP2.5	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,199	45,89%
SUP2.6	600	405	580	240	60	25%	1395	0,199	44,47%

Tabla 7: Rendimiento – relación de presiones 3

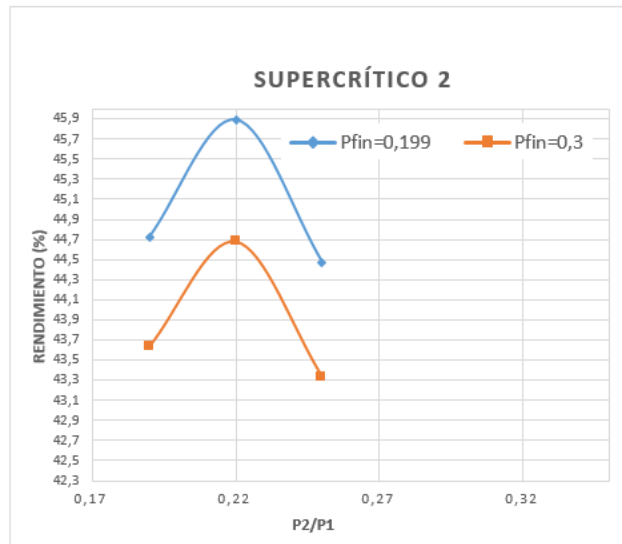


Figura 57: Rendimiento – relación de presiones 3

- **Ciclo Supercrítico 4**

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUP4.1	600	307	580	240	46	19%	950	0,3	43,82%
SUP4.2	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,3	44,64%
SUP4.3	600	307	580	240	60,05	25%	950	0,3	43,25%
SUP4.4	600	307	580	240	46	19%	950	0,199	44,90%
SUP4.5	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,199	45,86%
SUP4.6	600	307	580	240	60,05	25%	950	0,199	44,24%

Tabla 8: Rendimiento – relación de presiones 4

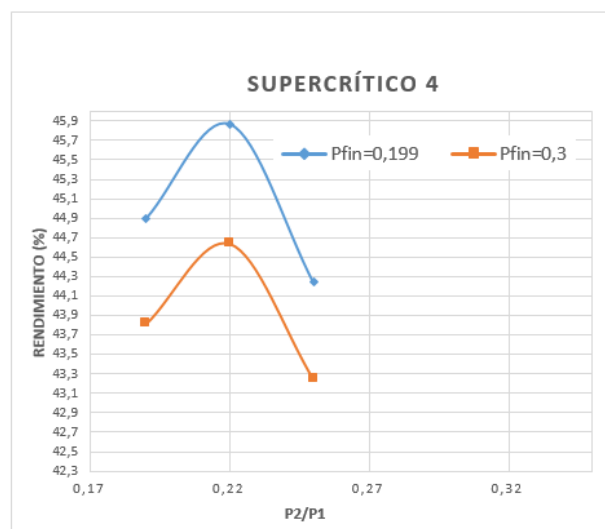


Figura 58: Rendimiento – relación de presiones 4

- **Ciclo Subcrítico 2**

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUB2.1	600	290	580	120	32,32	27%	900	0,199	43,17%
SUB2.2	600	290	580	120	35	29%	900	0,199	43,39%
SUB2.3	600	290	580	120	38,38	32%	900	0,199	43,32%

Tabla 9: Rendimiento – relación de presiones 5

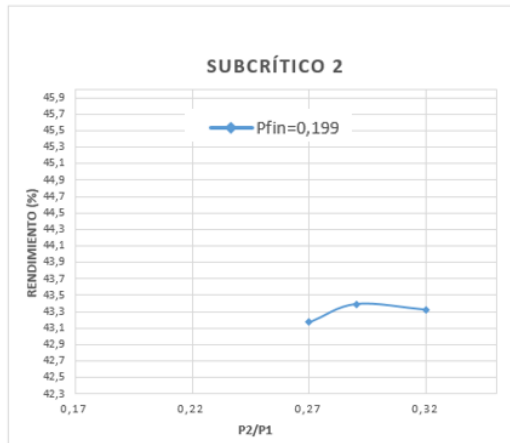


Figura 59: Rendimiento – relación de presiones 5

- **Ciclo Subcrítico 3**

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUB3.1	565	307	548	160	40	25%	1065	0,199	43,42%
SUB3.2	565	307	548	160	46	28,75%	1065	0,199	43,92%
SUB3.3	565	307	548	160	56	35%	1065	0,199	42,86%

Tabla 10: Rendimiento – relación de presiones 6

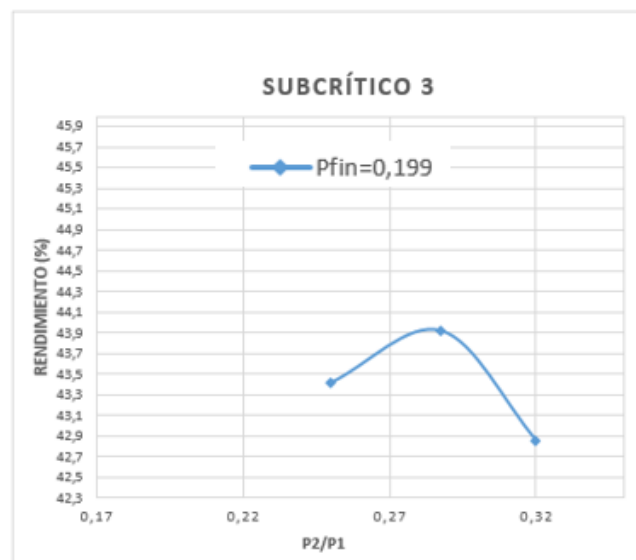


Figura 60: Rendimiento – relación de presiones 6

Con las gráficas expuestas se puede apreciar la tendencia que habíamos comentado en el apartado 4.2 figura [47]. Existe un punto de máximo rendimiento en cada ciclo para una relación de presiones (P_{rec}/P_T) específica. Es importante destacar que no para todos los ciclos esta relación de presiones óptima es la misma. Por ejemplo para el ciclo subcrítico 1, este punto óptimo se encuentra para una relación de presiones del 29%, y sin embargo para el ciclo supercrítico 1 es del 19%. Es un punto importante a tener en cuenta, porque puede ser que por cualquier motivo a la hora de diseñar la planta, y el ciclo que debe seguir, la relación de presiones venga fijada por cualquier motivo. Y aunque un tipo de ciclo (por ejemplo supercrítico) nos ofrezca un punto máximo del rendimiento del bloque de potencia mayor, quizá para esa relación de presiones fijada previamente, el rendimiento sea mayor con otro ciclo que en a priori parece menos eficiente. Cabe señalar también que para cada ciclo hemos cogido un rango diferente de relaciones de presiones, esto es porque no sé puede escoger siempre el mismo rango para todos los ciclos ya que el programa a partir de cierta relación de presiones (tanto mínima como máxima) nos llevaba a error en al compilar. Este problema de limitación en el rango de relación de presiones que podemos escoger ha sido explicado en el capítulo anterior apartado 4.2.5

También mediante estas gráficas podemos observar el efecto de la presión de condensación o presión final sobre el rendimiento del bloque de potencia. Hemos hablado de esta relación rendimiento – presión de condensación en el apartado 3.1.4 *Mejoras del rendimiento de Rankine*. Para conseguir mejoras sobre el rendimiento, como ya se comenta en dicho apartado, el objetivo es aumentar el salto entálpico. Si disminuimos la presión a la salida de la última turbina, es decir, la presión de condensación, estaremos aumentando el salto entálpico y por tanto mejorando el rendimiento. En las primeras gráficas de este apartado, se representan dos líneas, para los mismos ciclos cuya única variación es la presión final. Se ve a simple vista que para aquellas presiones de condensación menores el rendimiento en cada punto es mayor.

Aprovechamos que estamos tratando este punto (efecto de la presión de condensación sobre el rendimiento) para tratar un punto importante que afecta directamente al rendimiento del bloque de potencia.

-Línea de Wilson y coeficiente de Bauman

En los últimos escalones de las turbinas de baja, la presión del fluido que circula por la turbina es muy baja. Esto puede dar lugar a humedad, y a que se formen gotas de líquido que chocan contra los álabes y producen erosión. Esto afectará negativamente sobre el rendimiento de la máquina y por lo tanto afectará al ciclo total.

Según la línea de Wilson si el título de vapor a la salida de la turbina está por debajo del 97% esto conllevará una importante penalización sobre el rendimiento del ciclo que se verá mermado por el coeficiente de Bauman:

$$\eta' = 0,72\eta$$

Coeficiente de Bauman=0,72

Es importante señalar esto, y tener cuidado a la hora de diseñar un ciclo, porque como se puede ver el efecto es grande, perdiendo casi un 30% del rendimiento a causa de la humedad.

5.1.2 Rendimiento – Temperatura Total

En este apartado analizaremos el efecto de la temperatura total (temperatura a la entrada de la primera turbina) sobre el rendimiento del bloque de potencia.

En la siguiente gráfica comparamos dos ciclos cuya presión total y temperatura final son las mismas. Esta vez la diferencia está en la temperatura total. Representaremos el rendimiento del bloque de potencia en función de la relación de presiones para estos dos ciclos pudiendo apreciar de esta forma el efecto de la temperatura total sobre el rendimiento.

-Ciclo supercrítico 1 – ciclo supercrítico 2

Para ambos casos hemos escogido solo los resultados de los ciclos simulados con presión final menor ($P=0,199$)

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUP1.5	565	405	548	240	42,18	17,50%	1630	0,199	43,74%
SUP1.6	565	405	548	240	46	19%	1630	0,199	44,60%
SUP1.7	565	405	548	240	60,05	25%	1630	0,199	44,27%
SUP1.8	565	405	548	240	70	29%	1630	0,199	44,05%
SUP2.4	600	405	580	240	46	19%	1395	0,199	44,72%
SUP2.5	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,199	45,89%
SUP2.6	600	405	580	240	60	25%	1395	0,199	44,47%

Tabla 11: Rendimiento – Temperatura total

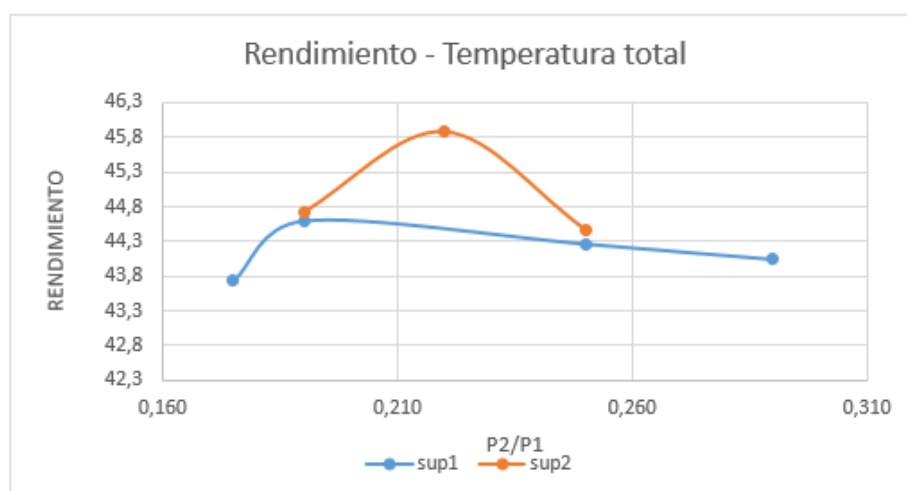


Figura 61: Rendimiento – temperatura total

En el caso del ciclo supercrítico 2 la temperatura de salida de las sales (600°C) y por tanto la temperatura total (580°C) es mayor que en el ciclo supercrítico 1 ($T_{sal,out} = 565^{\circ}\text{C}$, $T_t = 545^{\circ}\text{C}$).

Como se explica en el apartado 3.1.4 *Mejoras del ciclo de Rankine* el hecho de aumentar la temperatura total o temperatura inicial de expansión da lugar a un aumento del rendimiento, ya que se está aumentando el salto entálpico. Podemos comprobar experimentalmente mediante las simulaciones que hemos hecho estos conceptos teóricos. Se aprecia en la gráfica que para el ciclo supercrítico 2, en el que se han utilizado temperaturas máximas mayores, el rendimiento del bloque de potencia es mayor que para el caso del ciclo supercrítico 1.

5.1.3 Rendimiento – Presión Total

El interés principal de este trabajo desde su comienzo fue analizar cómo varía el rendimiento en función de la presión total (presión de entrada a la primera turbina). Tras ver esta variación podríamos estudiar si sería rentable e interesante plantear la construcción de centrales termosolares que funcionaran con ciclos supercríticos.

En primer lugar vamos a mostrar la comparación entre ciclos cuyos parámetros son iguales a excepción de la presión total, de esta forma podremos ver cómo afecta ésta al rendimiento del bloque de potencia. Como en los casos anteriores cada línea de tendencia representa un mismo ciclo en el que se ha variado la relación de presiones.

-Ciclo subcrítico 3 – ciclo supercrítico 3

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUB3.1	565	307	548	160	40	25%	1065	0,199	43,42%
SUB3.2	565	307	548	160	46	28,75%	1065	0,199	43,92%
SUB3.3	565	307	548	160	56	35%	1065	0,199	42,86%
SUP3.1	565	307	548	240	42,18	18%	1065	0,199	44,92%
SUP3.2	565	307	548	240	46	19%	1065	0,199	45,08%
SUP3.3	565	307	548	240	60,05	25%	1065	0,199	44,24%
SUP3.4	565	307	548	240	65	27%	1065	0,199	43,75%

Tabla 12: Rendimiento – presión total 1

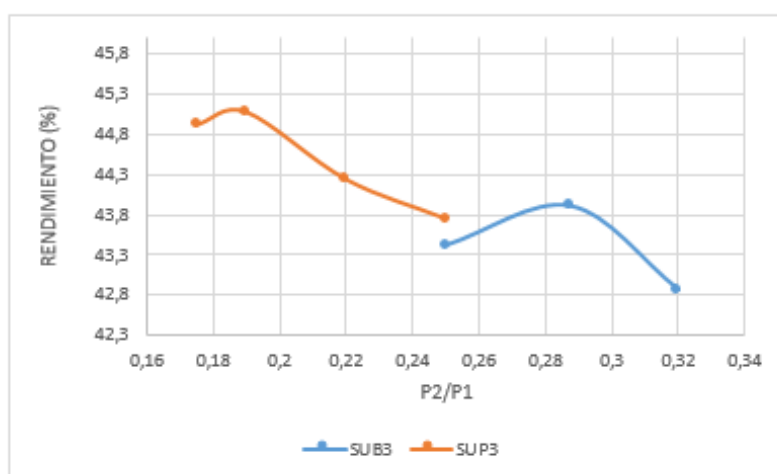


Figura 62: Rendimiento – presión total 1

En el apartado 5.1.1 Rendimiento - relación de presiones (P_{rec}/P_T). Rendimiento – presión final hacíamos referencia a que debemos tomar en cuenta que para los diferentes ciclos la relación de presiones óptimas no es la misma. En la gráfica (62) y (63) se aprecia también este punto. Por ejemplo para el caso de la comparativa entre ciclo subcrítico 3 – ciclo supercrítico 3; si nos fijamos en el rendimiento máximo de cada ciclo, se ve de forma rápida que es el supercrítico el ciclo con mayor rendimiento máximo, ya que su presión total es bastante más alta. Pero si por cualquier limitación de la planta que estuviésemos diseñando, nos tuviéramos que ir a relaciones de presiones en torno al 29%, el ciclo óptimo sería el ciclo subcrítico, ya que para estas relaciones de presiones su rendimiento es mayor.

-Ciclo subcrítico 4 – ciclo supercrítico 4

	Tsal, out (°C)	Tsal,in (°C)	Tt (°C)	Pt (bar)	Prec (bar)	P2/P1	msal (kg/s)	Pfin (bar)	η
SUB4.1	600	307	580	160	40	25%	950	0,199	43,98%
SUB4.2	600	307	580	160	46	28,75%	950	0,199	44,50%
SUB4.3	600	307	580	160	56	35%	950	0,199	44,60%
SUP4.4	600	307	580	240	46	19%	950	0,199	44,90%
SUP4.5	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,199	45,86%
SUP4.6	600	307	580	240	60,05	25%	950	0,199	44,24%

Tabla 13: Rendimiento – presión total 2

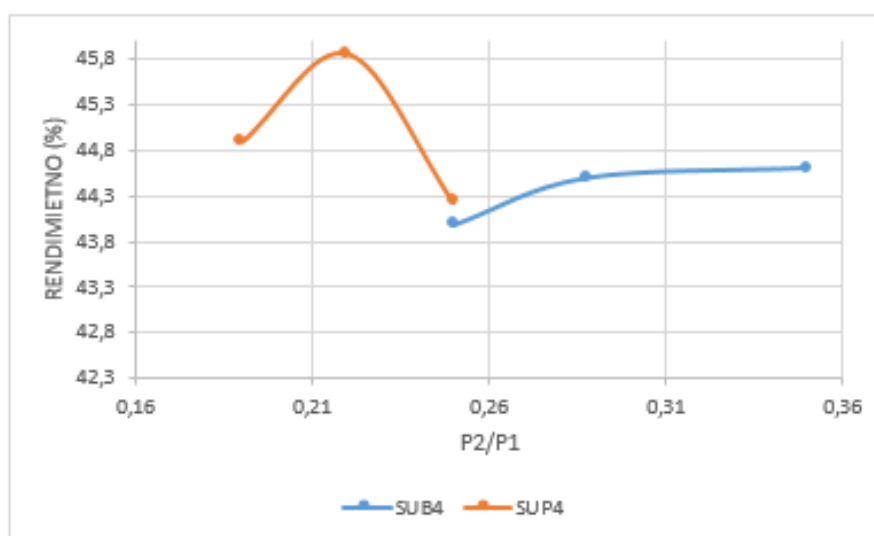


Figura 63: Rendimiento – presión total 2

En este caso también se puede apreciar fácilmente gracias a la gráfica, que el ciclo con mayor presión total, es decir el ciclo supercrítico 4 ($P_t=240$ bar) ofrece un rendimiento del bloque de potencia mayor para su rango de relaciones de presiones posible.

Para finalizar con el análisis del efecto de la presión total sobre el rendimiento del bloque de potencia, vamos a comparar todos los ciclos. Para poder hacer esto hay que escoger para todos la misma presión final (presión de condensación) ya que este es un parámetro que como hemos visto afecta al rendimiento y si queremos comparar el efecto de la presión total debemos fijar la presión de condensación. Dentro de cada tipo de ciclo cogeremos el de mayor rendimiento con una $P_{final}=0,199$ bar.

	Tsal, out(°C)	Tsal,in(°C)	Tt(°C)	Pt(bar)	Prec(bar)	P2/P1	Msal(kg/s)	Pfin(bar)	η
SUB1.5	565	290	548	120	35	29%	1000	0,199	42,66
SUB2.2	600	290	580	120	35	29%	900	0,199	43,39
SUB3.2	565	307	548	160	46	28,75%	1065	0,199	43,92
SUB4.3	600	307	580	160	56	35%	950	0,199	44,60
SUP1.6	565	405	548	240	46	19%	1630	0,199	44,60
SUP2.5	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,199	45,89
SUP3.2	565	307	548	240	46	19%	1065	0,199	45,08
SUP4.5	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,199	45,86

Tabla 14: Rendimiento – presión total 3

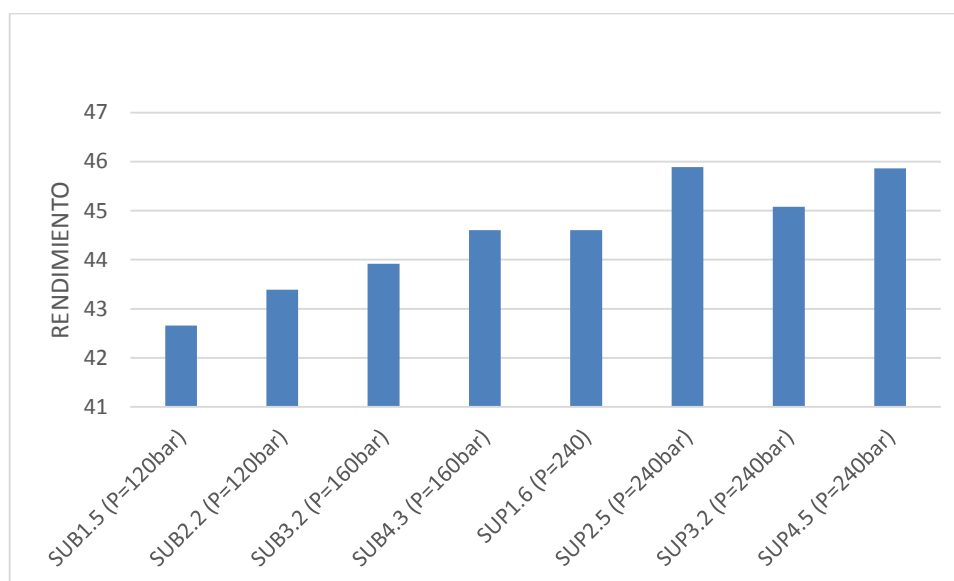


Figura 64: Rendimiento – presión total 3

Teóricamente hemos visto en apartados anteriores, que al aumentar la presión total o presión de entrada en la primera turbina, aumentará el rendimiento del bloque de potencia, debido al aumento del salto entálpico.

Podemos notar de forma visual y clara en estas gráficas que este concepto teórico se corresponde a los resultados obtenidos experimentalmente. En la figura [64] se aprecia como el rendimiento aumenta a medida que aumentamos la presión total, siendo más alto para ciclos con $P_{total}=240\text{bar}$ y menor para ciclos con $P_{total}=120\text{bar}$.

5.2 Rendimiento total

No podemos escoger el ciclo óptimo a implementar solo fijándonos en el rendimiento del bloque de potencia. Además de los costes que es indudablemente un factor muy importante, debemos hacer una reflexión sobre el rendimiento total de la planta, en el que se incluye el rendimiento del campo de heliostatos y el rendimiento del receptor solar.

Para el caso del campo de heliostatos hemos supuesto un mismo campo de heliostatos para todos los casos con $\eta = 52,23\%$

Sin embargo para el receptor solar el rendimiento si varía para cada caso porque depende del salto de temperatura que dan las sales al pasar por dicho elemento

Para los diferentes casos de estudios hemos “jugado” con los siguientes saltos de temperatura en el receptor solar, que dan lugar a diferentes rendimientos del receptor:

Tsal,out (°C)	565	565	565	600	600	600
Tsal, in (°C)	290	307	405	290	307	405
ΔT	275	258	160	310	293	195
η receptor (%)	78,91	78,88	78,3	79,12	79,08	78,22

Tabla 15: Rendimiento receptor solar

A continuación mostraremos de nuevo la tabla [14] añadiendo el rendimiento del campo de heliostatos, el rendimiento del receptor y el rendimiento total, calculado como:

$$\eta_T = \eta_{BP} \eta_{CH} \eta_R$$

Siendo: η_{BP} = *rendimiento del bloque de potencia*

η_{CH} = *rendimiento del campo de heliostatos*

η_R = *rendimiento del receptor solar*

	Tsal, out(°C)	Tsal,in(°C)	Tt(°C)	Pt(bar)	Prec(bar)	P2/P1	msal(kg/s)	Pfin (bar)	η_{BP} (%)	η_{CH} (%)	η_R (%)	η_T (%)
SUB1.5	565	290	548	120	35	29%	1000	0,199	42,66	55,23	78,91	18,59
SUB2.2	600	290	580	120	35	29%	900	0,199	43,39	55,23	79,12	18,96
SUB3.2	565	307	548	160	46	28,75%	1065	0,199	43,92	55,23	78,88	19,13
SUB4.3	600	307	580	160	56	35%	950	0,199	44,60	55,23	79,08	19,48
SUP1.6	565	405	548	240	46	19%	1630	0,199	44,60	55,23	78,30	19,29
SUP2.5	600	405	580	240	52,85	22%	1395	0,199	45,89	55,23	78,22	19,82
SUP3.2	565	307	548	240	46	19%	1065	0,199	45,08	55,23	78,88	19,64
SUP4.5	600	307	580	240	52,77	22%	950	0,199	45,86	55,23	79,08	20,03

Tabla 16: Rendimiento total

Si tomamos únicamente como criterio de lección el rendimiento de la planta, el ciclo óptimo para implantar sería el supercrítico 4.5 cuyo rendimiento total es de un 20,03%.

5.3 Comparación de resultados con estudios previos

En este apartado hablaremos sobre resultados de estudios similares al que hemos realizado, donde se trabajaba también sobre el rendimiento del bloque de potencia en ciclos subcríticos y supercríticos. Estos estudios nos han servido como referencia para iniciar este trabajo, y considero interesante analizar los resultados que se obtienen en éstos y compararlos con los que hemos obtenido en nuestras simulaciones y de esa forma consolidar nuestros resultados.

En primer lugar hablaremos sobre el estudio [5*] *Incorporating supercritical steam turbine into advanced molten-salt power tower plants: feasibility and performance*, escrito por James E. Pacheco, Thorsten Wolf y Nishat Muley . El trabajo en este estudio es similar al que hemos realizado nosotros. Se simulan diferentes ciclos de potencia (catorce en total), variando diferentes parámetros como la presión máxima, la temperatura etc. Se trata de centrales termosolares de torre central al igual que en nuestro caso.

A continuación se muestran los resultados obtenidos en este estudio:

			Cycle													
	Parameter Description	Units	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
A	Main Steam Pressure	bar-a	120	120	230	230	230	230	230	230	260	260	260	260	260	260
B	Main Steam Temperature	°C	553	553	553	580	553	580	553	580	553	580	553	580	553	580
C	Cold Reheat Pressure	bar-a	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
D	Cold Reheat Temperature	°C	370.7	370.8	285.1	303.2	284.8	302.9	282.5	303	269.3	287.6	269.1	287.2	267	287.2
	Reheat Pressure Drop	%	8%	8%	8%	8%	8%	8%	8%	8%	8%	8%	8%	8%	8%	8%
E	Reheat Steam Pressure	bar-a	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2	32.2
F	Reheat Steam Temperature	°C	553	553	553	580	553	580	553	580	553	580	553	580	553	580
G	Final Feedwater Temperature	°C	260.8	290.9	260.3	262.9	290	292.1	321.2	321.5	260	262.8	290	292.1	321.2	321.4
H	ACC Back Pressure	bar-a	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152	0.152
	Gross Power Output	MW	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165	165
	Gross Cycle Efficiency	-	0.432	0.432	0.452	0.459	0.455	0.462	0.455	0.462	0.454	0.461	0.458	0.464	0.459	0.465
	Gross Cycle Delta Efficiency	%	base	0.07%	4.59%	6.23%	5.26%	6.83%	5.40%	6.86%	5.14%	6.76%	5.93%	7.44%	6.14%	7.60%
	Gross Cycle Delta Heat Rate	kJ/kWh	base	-7	-367	-490	-417	-533	-427	-535	-409	-528	-468	-579	-482	-590

Tabla 17: Resultados estudio [5*]

Señalar algunas diferencias entre este estudio y las simulaciones que hemos realizado.

En este caso se puede ver en la tabla anterior, que la presión de recalentamiento es constante para cada ciclo. En nuestro caso, hemos simulado para cada tipo de ciclo variantes con presiones de recalentamiento diferentes y hemos observado que dependiendo del tipo de ciclo que se quiera simular la relación de presiones (P_{rec}/P_{total}) óptima es diferente.

Podemos ver también que en este caso (ver tabla) se tienen en cuenta parámetros a los que nosotros no hemos prestado especial atención, y que como veremos en este análisis, también afectan al rendimiento del bloque de potencia. Algunos de estos parámetros son la temperatura a la que entra el fluido en el proceso de adición de calor, es decir la temperatura del fluido después del proceso de precalentamiento (*Feedwater Temperatura*) o la temperatura a la que entra el fluido al proceso de recalentamiento (*Cold Reheat Temperature*)

Por otro lado, podemos ver que es similar a nuestras simulaciones, ya que se simulan diferentes ciclos unos subcríticos y otros supercríticos, se varía la presión total y la temperatura total como hemos hecho nosotros. Vamos a desglosar un poco los resultados para poder ver si la tendencia de los resultados es similar a los hallados con nuestras simulaciones.

-Rendimiento del bloque de potencia/Presión total. Rendimiento del bloque de potencia/Temperatura máxima.

En primer lugar vamos a ver cómo varía el rendimiento del bloque de potencia en función de la presión total (presión de vapor máxima) y posteriormente veremos cómo afecta la temperatura máxima (*Main Steam Temperature*)

Ciclo	1	3	9
Temperatura (°C)	553	553	553
Presion (bar)	120	230	260
Rendimiento BP (%)	43,2	45,2	45,4

Tabla 18: Rendimiento – presión total [5*]

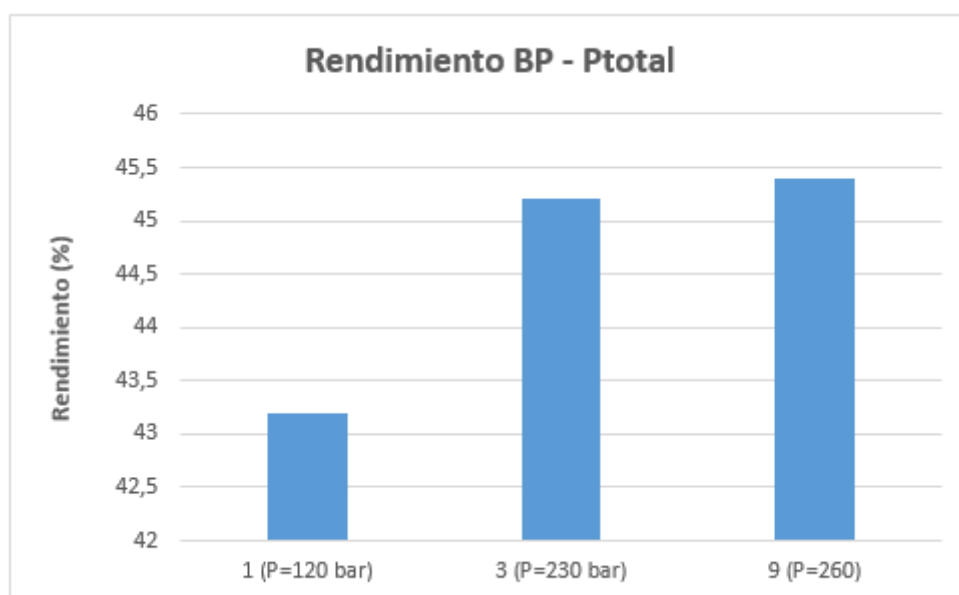


Figura 65: Rendimiento – presión total [5*]

Mostraremos esta gráfica con los resultados que hemos obtenido de nuestras simulaciones para poder compararlos rápidamente.

Ciclo	SUB 2.1 (P=120bar)	SUB 4.3 (P=160bar)	SUP4.5 (P=240 bar)
Temperatura (°C)	50	580	580
Presion (bar)	120	160	240
Rendimiento BP (%)	44,15	44,6	45,86

Tabla 19: Rendimiento – presión total (comparativa)

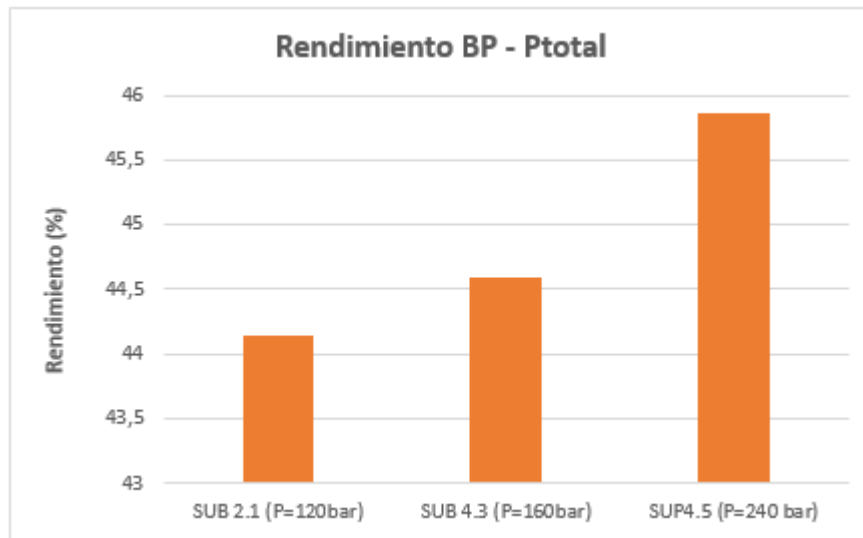


Figura 66: Rendimiento bloque de potencia- Presión total (resultado simulaciones)

En este caso hemos escogido los ciclos 1, 3 y 9 para analizar la variación del rendimiento en función de la presión total (figura [65]). En la figura [66] mostramos los resultados que hemos obtenido del rendimiento del bloque de potencia en función de la presión total tras nuestras simulaciones. Hemos escogido los ciclos Sub 2.1, Sub 4.3 y Sup 4.5 porque dentro de su rango de presiones son en los que hemos obtenido mayor rendimiento.

Podemos apreciar a simple vista que la tendencia en ambos casos es la misma, al aumentar la presión total, el rendimiento del bloque de potencia aumenta. Esto afianza nuestros resultados.

Para ver la relación entre temperatura y rendimiento del bloque de potencia hemos escogido los ciclos 3, 4, 9 y 10 del estudio [5*]. Hemos escogido estos en particular porque para los ciclos 3 y 4 por un lado y los ciclos 9 y 10 por otro, el parámetro que los diferencia es la temperatura total, así podremos analizar el efecto de este parámetro sobre el bloque de potencia.

Ciclo	3	4	9	10
Temperatura (°C)	553	580	553	580
Presion (bar)	230	230	260	260
Rendimiento BP (%)	45,2	45,9	45,4	46,1

Tabla 20: Rendimiento – Temperatura [5*]

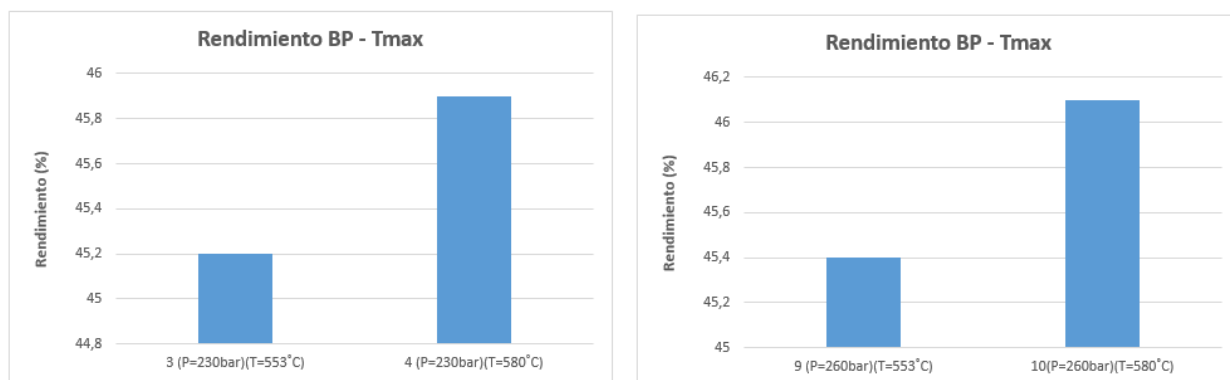


Figura 67: Rendimiento – Temperatura [5*]

Esta vez lo que analizamos es el rendimiento de potencia en función de la temperatura máxima. Podemos ver que al aumentar la temperatura máxima el rendimiento del bloque de potencia aumenta también (manteniendo constante la presión total). Podemos ver en la figura [61] que es un resultado similar al obtenido tras las simulaciones que hemos hecho

Otro estudio que nos ha servido como referencia para elaborar nuestro trabajo ha sido el estudio [2*]

En este estudio se analiza el impacto de los parámetros supercríticos del vapor en centrales termosolares de torre central.

Se plantean tres escenarios:

- Ciclo subcrítico de Rankine (545°C, 165bar)
- Ciclo supercrítico con fase adicional de calentamiento con gas (620°C, 280bar)
- Ciclo supercrítico de Rankine (620°C, 280bar)

El segundo escenario con la fase adicional de calentamiento por gas sale del ámbito de nuestro interés, por lo que nos fijaremos en los resultados obtenidos en el primer y tercer escenario, y sobre todo en las diferencias entre ellos para ver la tendencia, más que los resultados puramente cuantitativos.

A continuación se muestran los resultados obtenidos en este estudio:

Scenario	CSP technology	Steam temperature, °C	Steam pressure, bar	Gross efficiency, %	Net efficiency, %	Gross capacity, MWe
1	Subcritical tower	545	165	43.8	41.3	264.8
2	SCS tower + gas	620	280	46.9	43.9	265.4
3	SCS tower with new salt	620	280	47.3	44.2	267.7

Tabla 21: Resultados estudio [2*]

Fijándonos en el escenario uno y tres, podemos ver que para este estudio sucede lo mismo, al aumentar la temperatura y aumentar la presión total el rendimiento aumenta.

Creo que con estas referencias afianzamos los resultados que hemos obtenido con nuestras simulaciones haciéndolos más sólidos.

CAPÍTULO 6: COSTES

No podemos obviar que a la hora de diseñar o de implantar cualquier mejora, en este u otros campos, debemos tener en cuenta el factor económico.

Primero haremos una introducción sobre los elementos que se incluyen en una central de este tipo, y el coste que acarrearán. También hablaremos del marco regulador de las energías renovables, punto a tener muy en cuenta ya que las ayudas en este campo son cambiantes y esto afecta de manera importante a las inversiones.

A continuación se muestra el coste de inversión total de una central de este tipo desglosado según los subsistemas funcionales. Así podremos hacernos una idea de la importancia y el efecto que cada uno de estos subsistemas tiene sobre el coste total de la planta.

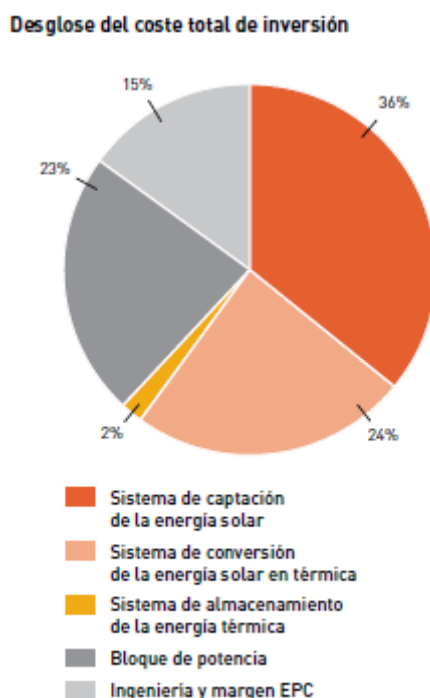


Figura 68: Desglose costes central termosolar. [8*]

Como podemos apreciar en la imagen anterior, el sistema de captación solar, el sistema de conversión de la energía solar en térmica y el bloque de potencia son tres subsistemas muy importantes y con una influencia alta sobre el coste total de la central.

Ahora la cuestión que debemos abordar es cómo repercutirá en los costes avanzar hacia ciclos supercríticos, que hemos visto son más eficientes, pero trabajan con parámetros que harán más costosa la construcción de la planta.

Sabemos de ante mano que el coste de una central que trabaje con un ciclo supercrítico será más costosa, por ejemplo los materiales tendrán que trabajar bajo temperaturas y presiones mayores, por lo que serán más caros. Entonces, ¿será rentable este tipo de plantas?

Para hacernos una idea de la diferencia en costes que puede haber entre centrales termosolares de torre central que trabajan con ciclos subcríticos y éstas mismas que lo hagan con ciclos supercríticos vamos a apoyarnos entre otras cosas en el estudio publicado por Cs. Singer, S.Giuliano y R.Buck *Assessment of improved molten salt tower plants [3*]*

El objetivo de este estudio es comparar diferentes receptores solares. Aunque en un principio este no parece tema principal a tratar en nuestro trabajo, para realizar esta comparación entre receptores se utilizan diferentes ciclos tanto subcríticos como supercríticos. Se habla tanto de la eficiencia (del campo de heliostatos, del receptor, del bloque de potencia) como del coste que estos acarreen. Este es el punto en el que nos centraremos. Podremos ver con ayuda de este papper la diferencia de costes entre ciclos subcríticos y supercríticos.

Para hacer las comparaciones entre los diferentes receptores se simulan centrales de torre de potencia $125MW_{el}$, en las simulaciones se incluyen diferentes tipos de ciclos:

- -Ciclo subcrítico: 162 bar / 550°C (condiciones máximas del vapor) / 565°C (temperatura de salida del receptor)
- -Ciclo subcrítico: 162bar / 620°C (condiciones máximas del vapor) / 635°C (temperatura de salida del receptor)
- -Ciclo supercrítico: 250 bar / 550°C (condiciones máximas del vapor) / 565°C (temperatura de salida del receptor)
- -Ciclo supercrítico: 250bar / 620°C (condiciones máximas del vapor) / 635°C (temperatura de salida del receptor)

Todos estos ciclos se estudian para los diferentes tipos de receptores, que son tres:

- -External Tubular Receiver (ETR): los tubos se colocan en la parte exterior de una cavidad cilíndrica.
- Internal Tubular receiver (ITR): La principal diferencia es que en este caso los tubos se colocan en el interior de la cavidad cilíndrica.
- -Internal Direct Absorption Receiver (IDAR): en este caso una película de sal líquida es irradiada directamente.

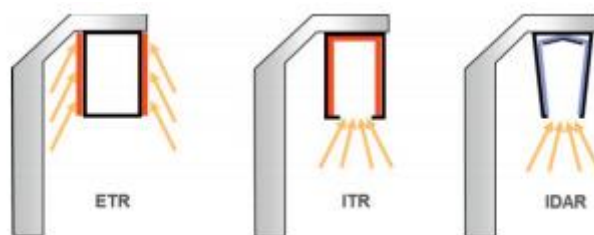


Figura 69: Receptores solares [3*]

Saber las características específicas de estos receptores no es esencial para el tema que nos compete, pero si es necesario saber esto para después poder comprender los resultados que se mostrarán.

En primer lugar se comparan los diferentes tipos de ciclos tan solo para el receptor tubular externo (ETR). Los costes de este tipo de plantas se resumen en la siguiente tabla:

Component	Costs
Heliostats	140 €/m ²
Tower	250000 € + 14.77 € · HT ^{2.39}
Receiver	125 €/m ²
Thermal Storage	27.5 €/kWh _{th}
Power Block / 162 bar / 550°C (subcritical)	100 %
Power Block / 162 bar / 620°C (subcritical)	118 %
Power Block / 250 bar / 550°C (supercritical)	112 %
Power Block / 250 bar / 620°C (supercritical)	129 %
Indirect costs (surcharges for construction, engineering and risks)	30 %

Tabla 22: Costes central termosolar con receptor tubular externo [3*]

Los cálculos se han llevado a cabo con la misma estimación de costes para todos los elementos excepto el bloque de potencia, ya que el hecho de trabajar con mayores temperaturas y presiones hace que diferentes elementos como las turbinas sean más caros.

Como podemos observar en la tabla, el coste del bloque de potencia aumenta con la temperatura y la presión del vapor.

En segundo lugar se comparan los diferentes tipos de ciclos para todos los casos de receptores solares.

A continuación se muestra la comparación del coste (€/KWh) de todos los casos de estudio. Se toma como referencia el caso de ciclo subcrítico con temperatura de salida del receptor de 565°C y receptor tubular externo (ETR)

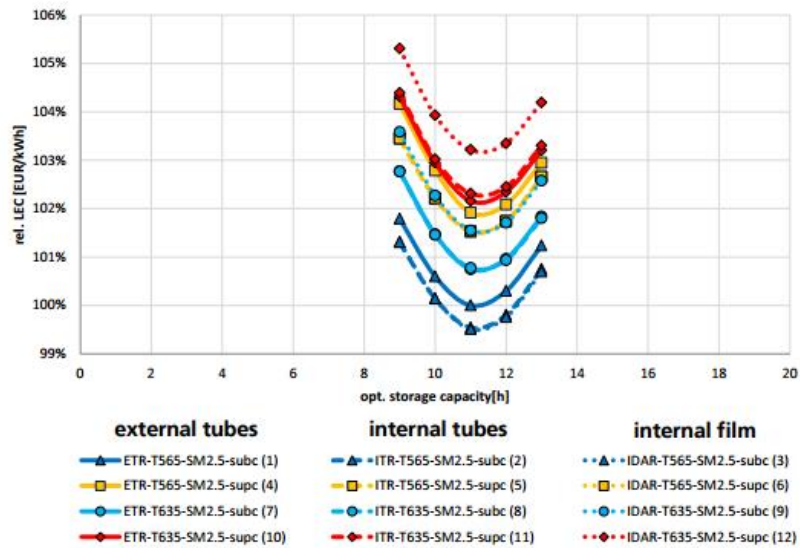


Figura 70: Comparativa LEC (€/KWh) [3*]

En nuestro caso no nos interesa analizar las diferencias entre los receptores, pero podemos observar dentro de cada grupo de éstos, como al aumentar la temperatura de salida del receptor y por tanto la temperatura máxima del vapor aumenta el coste. Lo mismo ocurre con la presión, al aumentar la presión y pasar de un ciclo subcrítico a uno supercrítico el coste aumenta considerablemente.

Si volvemos a la figura [69] observamos que otro punto importante que conlleva un gran peso dentro del coste de inversión total es el sistema de captación solar.

A continuación mostramos el desglose de los costes de inversión dentro de este subsistema:

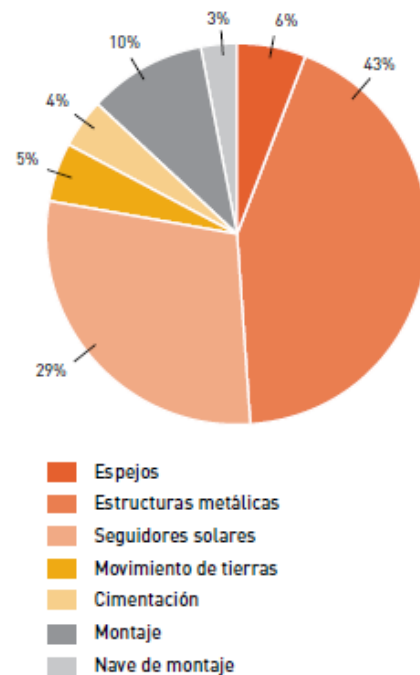


Figura 71: Desglose de costes del Sistema de captación solar [8*]

Como se puede observar, la fracción más destacada dentro de este subsistema es la asociada a la estructura de soporte de los heliostatos, en segundo lugar los mecanismos de posicionamiento que permiten el seguimiento del sol. Cabe destacar también que el coste de los espejos ocupa un porcentaje muy bajo (6%).

En el estudio realizado por IDAE [8*] se analiza la evolución temporal de los costes de cada subsistema de este tipo de plantas, además de otros, así como la evolución del coste total de inversión. Este estudio fue realizado en 2010 y nos ofrece un análisis de la evolución de costes hasta 2020. Está claro que se ha quedado algo obsoleto ya que el estudio se realizó hace siete años. Pero con esto queremos reflejar la evolución de los costes que se espera a lo largo de los años gracias a la investigación en nuevos materiales y sistemas más eficientes.

Comenzamos con la evolución de los costes de las estructuras metálicas que sirven de soporte a los heliostatos ya que hemos visto, son una parte importante del coste total del apartado de sistema de captación solar y por tanto del coste total.

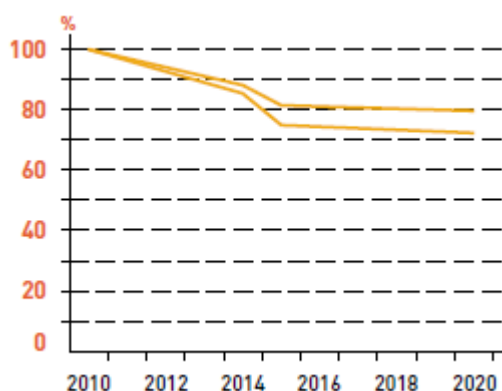


Figura 72: Evolución de los costes de inversión de las estructuras metálicas [8*]

Este factor, además de otros como los costes del bloque de potencia o del sistema de conversión de energía solar en térmica afectarán al coste de inversión total, cuya evolución se estima en este estudio de la siguiente manera:

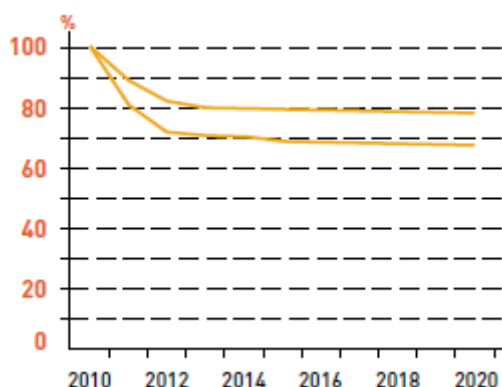


Figura 73: Evolución del coste de inversión total de la central [8*]

En la figura [72] y [73] podemos apreciar dos tendencias o rangos. Esto es debido a que se contemplan dos escenarios, uno optimista y otro conservador. De ambas formas se puede apreciar que lo esperado es que los costes vayan descendiendo a medida que se vaya investigando.

6.1 Marco regulador

Aunque puede parecer que este es un apartado que se debe comentar fuera de este capítulo, creo que para el tema que se trata (energía renovable) es interesante incluirlo en este apartado ya que el marco regulador, y sobre todo las variaciones que existe en materia de leyes y ayudas hacia este tipo de producción de energía influye principalmente en el coste y en las inversiones que se destinan.

En la última década se han sucedido diferentes leyes y decretos que han variado la regulación en materia de energías renovables. Podemos asegurar que en líneas generales el volumen de ayudas ha disminuido.

Se han tomado varias medidas entre otras la de reducir la potencia instalada con derecho a subvención, se creó el registros de pre-asignación de retribución, por el que se determina las instalaciones que podrían beneficiarse de las ayudas.

Un claro ejemplo del desequilibrio y la inestabilidad de las ayudas en este campo lo tenemos en el caso de las instalaciones fotovoltaicas. Vamos a exponer este ejemplo, veremos los diferentes decretos que han ido regularizando esta actividad, así podremos tener una visión de cómo el cambiante marco regulador puede afectar de manera importante a la hora de hacer una inversión.

A partir de la Ley 54/1997 del Sector Eléctrico se han sucedido diferentes sistemas de apoyo a la generación con energías renovables (RD 2818/1998, RD 436/2004) terminando con el RD 661/2007 del 25 de mayo.

Este RD 661/2007 permitía dos opciones de venta de la energía, bien ceder la electricidad al sistema a través de la red de transporte o distribución, percibiendo por ello una tarifa regulada, o vender la electricidad libremente en el emrcado. La tarifa retributiva regulada se fijó inicialmente para esta tecnología en 44,0381 c€/KWh para los primeros 25 años de vida útil de la instalación. A partir de vigésimo sexto año la retribución sería de 33,2305 c€/KWh (el sistema retributivo previsto carecía de límite temporal).

Como consecuencia directa de esta tarifa retributiva fija miles de inversores se sintieron atraídos. Se superó con creces el objetivo de potencia instalada de referencia (371MW) previsto tan solo cuatro meses después de la publicación de este Real decreto. Cabe destacar que era la propia administración la encargada de autorizar los proyectos.

Debido a la excesiva potencia instalada aparece el RD 1578/2008 del 26 de septiembre. Se trata de una modificación sobre el régimen retributivo. A partir de ese momento la retribución de este tipo de instalaciones pasa a articularse a través de diferentes convocatorias anuales con cupo de potencia por tipología y se ajusta a la curva de aprendizaje de la tecnología. A partir de ese momento las primas han ido mermando.

En noviembre de 2010 se aprueba el RD 1565/2010 “por el que se regulan y modifican determinados aspectos relativos a la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial”. Esta normativa elimina el derecho a percibir la tarifa correspondiente a partir del año vigésimo sexto de vida útil de la instalación. En decretos posteriores se amplió el plazo para recibir estas primas hasta los treinta años.

El RD Ley 14/2010 trae nuevas limitaciones. Según este Real decreto las instalaciones fotovoltaicas en funcionamiento solo tendrían derecho a percibir cada año el régimen retributivo que tengan reconocido hasta alcanzar un número máximo de horas de funcionamiento. Además en este mismo decreto se fija que las horas de funcionamiento máximo para las cuales se recibirá la retribución serán reducidas hasta el 31 de diciembre de 2013. Esto dio lugar a una reducción del régimen retributivo de aproximadamente un 30%. Debemos señalar también el peaje de acceso que se impuso a los productores de energía eléctrica de 0,5 €/MW (incremento de coste sobre las renovables)

Una nueva ley (Ley 15/2012) vuelve a afectar negativamente en el sector, encareciendo los costes de producción de las instalaciones con un nuevo impuesto para la producción eléctrica del 7%.

En julio de 2013 se publica el Real decreto ley 9/2013. Con esta norma se deroga el régimen especial vigente hasta ese momento y se anuncia la futura aprobación de un nuevo régimen que se basará en una nueva “rentabilidad razonable”. Adicionalmente a la retribución por la venta de la energía generada (precio de mercado) las instalaciones podrán percibir una retribución específica definida según una instalación tipo.

Decretos posteriores definen estas instalaciones tipo así como las condiciones que se deben cumplir para obtener estas primas (RD 24/2013, RD 413/2014)

Hay que señalar que estas leyes que se han ido sucediendo se aplican con carácter retroactivo, por lo que personas que vieron las positivas condiciones que existían en un principio decidieron invertir en esta tecnología, y posteriormente las condiciones han sido modificadas en varias ocasiones.

Uno de los últimos movimientos que debemos señalar es que en abril de este mismo año, el ministerio de Energía publicó los borradores previos a la publicación de la nueva normativa la Orden ETV 315/2017 y cabe destacar que las ayudas a la fotovoltaica bajarán un 22% y las horas exigidas a la eólica subirán un 70%.

La fotovoltaica aspiraba a recibir unas ayudas máximas de 50.507 €/MW instalado, pero el texto oficial ha reducido hasta los 39.646€ por MW.

Con esto queremos señalar la importancia de este punto (marco regulador) a la hora de hacer inversiones.

CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES

Hemos analizado en diferentes capítulos y apartados puntos importantes a tener en cuenta a la hora de reflexionar sobre si es factible y retable fijar el interés e intentar caminar hacia ciclos supercríticos en centrales termosolares.

Los puntos a destacar sobre los que debemos fijar la atención, para poder tomar una decisión acerca de esto son el rendimiento del bloque de potencia, el rendimiento total de la planta y los costes.

Ha quedado reflejado, tanto a nivel teórico como a través de las simulaciones, que el rendimiento del bloque de potencia mejora al aumentar la presión y la temperatura. Por lo tanto el hecho de implantar plantas termosolares que trabajasen con ciclos supercríticos haría que mejorase este factor.

Por otro lado debemos tener en cuenta el rendimiento total, factor al que afecta además del bloque de potencia, el campo de heliostatos y el receptor central de la torre. Tras analizar esto hemos visto que al aumentar el salto de temperatura de las sales en el receptor, aumenta su rendimiento. Hay que tener en cuenta también que esto provoca que los materiales que se utilizan deben tener una propiedades específicas que soporten estas altas temperaturas.

Por último otro elemento importante a tener muy en cuenta es el coste. A la hora de construir una central el bloque de potencia es un elemento muy importante, que acarrea casi el 25% del coste total. Hemos podido ver que el hecho de aumentar la presión total, buscando así un mayor rendimiento del ciclo de potencia, encarece el coste. Hay que tener muy en cuenta esto para definir si nos resulta rentable o no invertir en el desarrollo de este tipo de ciclos. Dentro de este apartado también hemos comentado el marco regulador. Señalamos la inconstancia que hay alrededor de este tema, porque aunque las políticas se dirigen cada vez más hacia la eficiencia energética, el desarrollo sostenible y el abastecimiento energético a través de energías renovables, la situación económica tanto del país como a nivel mundial, la crisis y demás afectan de manera clara a las diferentes leyes que regulan las ayudas en este campo.

Por todo esto creo que se debería seguir investigando en este campo, porque dirigirse hacia una forma de generación de energía más eficiente siempre es positivo, pero queda mucho camino. Encontramos ciertas limitaciones en la tecnología existente así como en los materiales, pero esto no debe frenarnos y aunque a día de hoy pueda suponer fuertes inversiones, de cara al futuro debemos buscar formas de autoabastecernos energéticamente de una forma sostenible y eficiente.

ANEXO I : Diferencias entre software Cyclepad-Thermoflow

Cuando comenzamos con este proyecto teníamos pensado hacer las diferentes simulaciones con el programa Cyclepad, programa que ya habíamos utilizado en alguna ocasión en la universidad para hacer diferentes trabajos. Pensamos que era un software que nos resultaría fácil de utilizar y nos daría la información necesaria sobre el rendimiento del bloque de potencia. Se trata de un programa de simulación dirigido principalmente para estudiantes.

Cuando comenzamos con la simulación teníamos como referencia el esquema de un ciclo simulado con otro programa (Thermoflow), por lo que debíamos adaptar este esquema al nuevo programa y a los elementos de los que dispone Cyclepad.

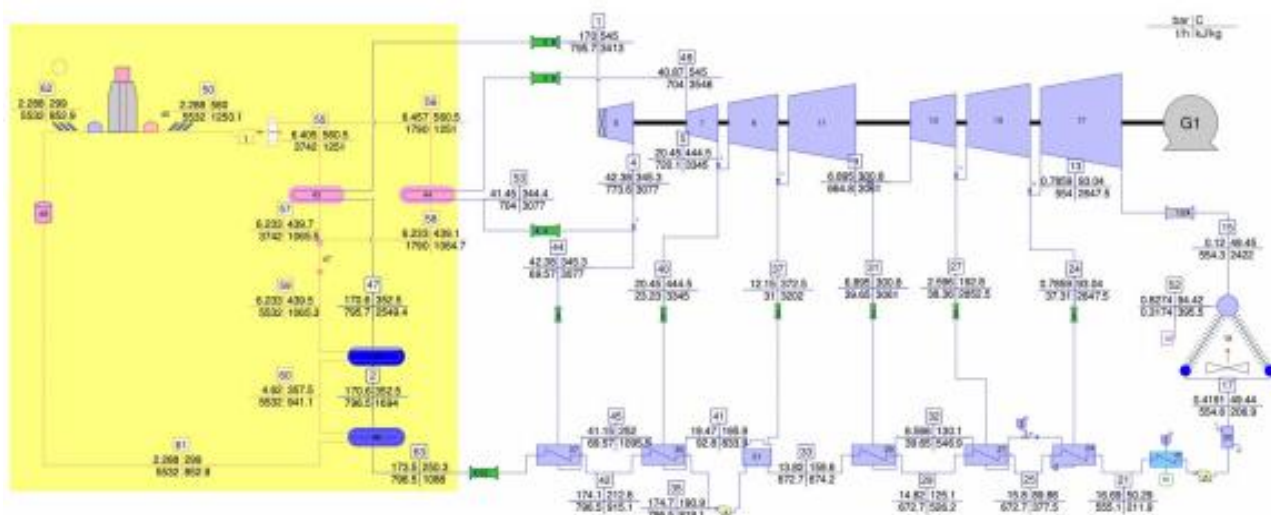


Figura 74: Esquema de referencia Thermoflow [2*]

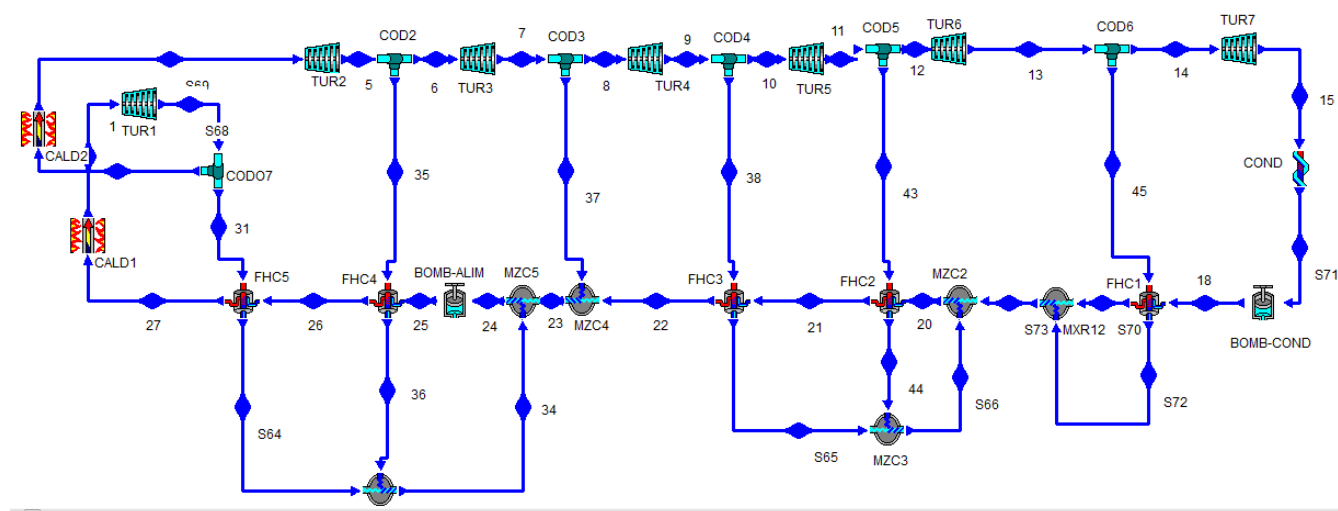


Figura 75: Esquema Cyclepad (Elaboración propia)

Como se puede apreciar, hay diferencias notables. Sobre todo el hecho de tener que incluir el elemento de mezclador ya que en los intercambiadores de calor (elemento en cyclepad) no se pueden mezclar corrientes.

Una vez tuvimos el modelo a seguir, debíamos comenzar con la simulación. En un primer momento decidimos suponer todos los elementos como ideales:

- Pérdida de presión nula tanto en caldera y condensador como en tuberías.
- Eficiencia de las turbinas del 100%
- Eficiencia de las bombas del 100%

Como teníamos los datos del esquema de referencia, podíamos ver para el primer “ciclo tipo” la relación de caída de presión que sucedía en cada turbina. No podíamos tomar esta relación directamente para nuestro ciclo a simular ya que para el ejemplo que teníamos de referencia si se había tenido en cuenta caídas de presión en tuberías, irreversibilidades en bomba y turbinas etc. Por esto no nos resultó nada fácil poder introducir los parámetros necesarios para que el programa pudiese simular el ciclo sin que apareciese ningún error al compilar.

Destaco los problemas que tuvimos en la línea de fluido principal que se precalienta antes de llegar a la primera caldera. Ya que ahí fue difícil cuadrar los parámetros de temperatura a la salida de mezcladores e intercambiadores para que no se produjesen incompatibilidades.

Una vez tuvimos este ciclo, decidimos hacerlo algo más real. Para ello definimos las turbinas y bombas con una eficiencia del 95%.

Una vez obtuvimos este primer ciclo simulado, fue relativamente sencillo simular el resto de ciclos.

Inicialmente teníamos planteado simular tan solo ocho ciclos (cuatro subcríticos y cuatro supercríticos). Para los primeros cuatro (subcríticos) quitando los problemas típicos a la hora de hacer este tipo de simulaciones, conseguimos llegar a compilar. Pero el problema principal surgió cuando intentamos simular ciclos supercríticos. Tras intentarlo de diferentes formas llegamos a la conclusión de que con este software no podríamos simular este tipo de ciclos. Al tener una presión tan alta que el proceso de adición de calor no pasa por el interior de la campana de saturación (proceso de cambio de fase a temperatura constante) el programa no era capaz de seguir el proceso, y de esta manera no nos permitía sacar datos de la simulación.

En este punto vimos que necesitaríamos un programa quizás más “profesional” por ello empezamos a utilizar Thermoflow. Este programa es bastante más avanzado, ya que con él puedes manejar y modificar muchos más parámetros, es más preciso y puedes aproximarte mucho más al funcionamiento real de una planta.

Cuando comencé a utilizar este programa resultó algo difícil ya que nunca había trabajado con él, pero poco a poco fui haciéndome con su manejo para el asunto que nos compete. La forma en la que hemos ido desarrollando las simulaciones con este software ya han sido descritas en capítulos anteriores.

Ahora no nos centraremos en cómo hemos simulado los diferentes ciclos en Thermoflow, sino que compararemos las principales diferencias entre los dos programas, así como los resultados de los ciclos subcríticos que pudimos simular con los dos programas.

Estos son los cuatro ciclos subcríticos que se han simulado en los dos programas y los resultados que hemos obtenido del rendimiento del bloque de potencia:

	Tsal, out	Tsal,in	Tt	Pt	Prec	P2/P1	msal	Pfin	η BP Thermoflow	η BP Cyclepad
SUB1	565	290	548	120	35	29%	1000	0,152	43,48%	43,80%
SUB2	600	290	580	120	35	29%	900	0,152	44,15%	44,57%
SUB3	565	307	548	160	46	28,75%	1065	0,199	43,92%	44,10%
SUB4	600	307	580	160	46	28,75%	950	0,199	44,50%	44,60%

Tabla 23: Resultados Thermoflow - Cyclepad

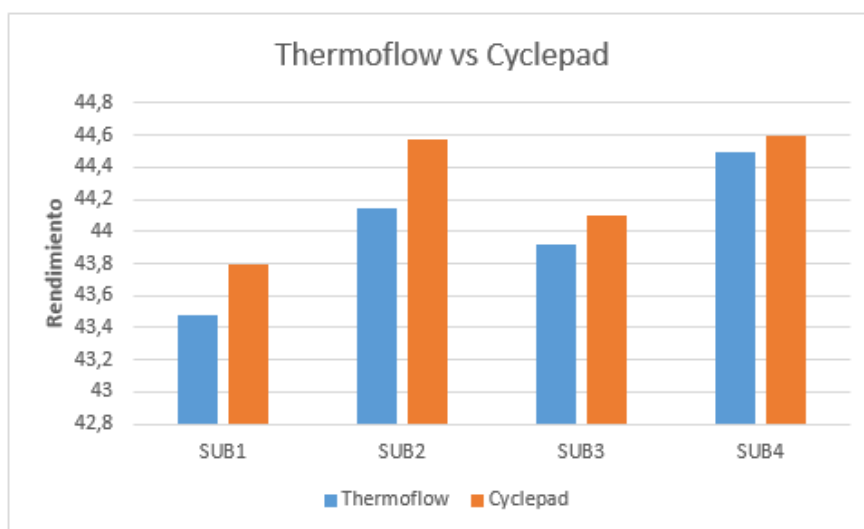


Figura 76: Resultados Thermoflow - Cyclepad

Como podemos ver la tendencia en cuestión de rendimiento entre los diferentes ciclos es similar. Con Thermoflow obtenemos rendimientos del bloque de potencia algo menores que con Cyclepad, siendo esta diferencia mayor para los dos primeros casos (sub1 y sub2) que para los otros dos (sub3 y sub4).

Esto apoya la idea de que Thermoflow se ajusta algo más a la situación real del funcionamiento de una planta. Por ejemplo cuando usamos Thermoflow aparece un parámetro que es el trabajo consumido por el ventilador del condensador, que claramente va en contra del rendimiento. Sin embargo este parámetro no se tiene en cuenta cuando la simulación se hace con Cyclepad.

Vamos a ver las diferencias principales entre los ciclos simulados con Cyclepad y aquellos que hemos hecho con Thermoflow.

-Ciclo subcrítico 1:

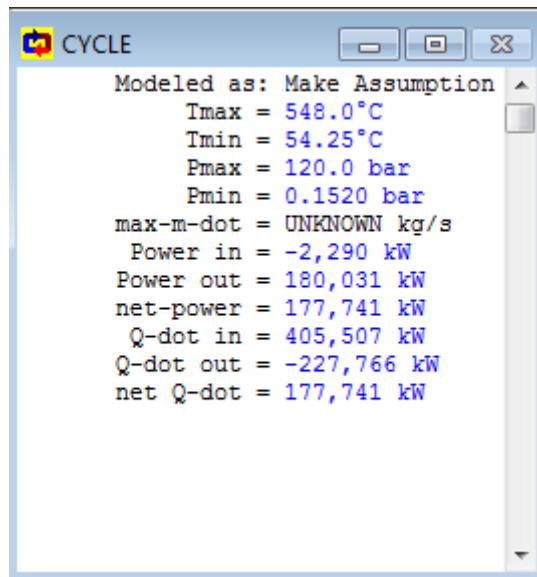


Figura 77: Resultados ciclos subcrítico 1 Cyclepad

Como los ciclos simulados con Thermoflow hemos tenido que dividirlos en dos partes por ser la versión “estudiante” del programa, en la siguiente tabla resumo los resultados del ciclo subcrítico 1 teniendo en cuenta ambas partes del ciclo:

Total power out	182271,3 KW
Total power in	4306,2 KW
Qin	416833 KW
Tmax	548 °C
Tmin	54,27°C

Tabla 24: Resultados ciclos subcrítico 1 Thermoflow

Primero, destaca la diferencia en el parámetro *total power in*, esto es como hemos comentado antes porque el programa Cyclepad solo tiene en cuenta el trabajo que necesitan las bombas para incrementar la presión del fluido, lo que hemos denominado bomb-cond (bomba del condensador) y bomb-alim (bomba de alimentación) (ver figura []). Sin embargo en la tabla resumen de los resultados obtenidos con Thermoflow ese mismo parámetro es la suma del trabajo que consume esas mismas dos bombas y además el ventilador del condensador. Para ver cómo afecta este parámetro, desglosamos el gasto de estos elementos en Thermoflow:

$$Total\ power\ in = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{W}_{fan} = 2095,3 + 142,7 + 2068,2\ (KW)$$

Siendo $\dot{W}_{B1} = \dot{W}_{BOMBA\ ALIMENTACIÓN}$; $\dot{W}_{B2} = \dot{W}_{BOMBA\ CONDENSACIÓN}$; $\dot{W}_{fan} = \dot{W}_{VENTILADOR}$

Como se pudo apreciar, la suma del trabajo requerido por las dos bombas en ambos casos (Cyclepad y Thermoflow) es prácticamente el mismo.

$$\dot{W}_{B1+B2\ (CYCLEPAD)} = 2290\ KW$$

$$\dot{W}_{B1+B2\ (THERMOFLOW)} = 2238\ KW$$

La diferencia principal está en la energía consumida por el ventilador del condensador.

Otra diferencia importante que podemos deducir de los resultados de ambos programas es el calor suministrado al fluido. Para el caso de ciclo simulado con Cyclepad $\dot{Q}_{total} = 405507 \text{ KW}$; para Thermoflow $\dot{Q}_{total} = 416833 \text{ KW}$. Esto afecta de manera importante al rendimiento del bloque de potencia, ya que según la ecuación para calcular el rendimiento del bloque de potencia, este factor aparece en el denominador, por lo tanto al aumentar este factor, disminuye el rendimiento.

La diferencia que se produce en este parámetro viene dada por el calor que se cede al fluido en el recalentamiento, lo que hemos llamado anteriormente \dot{Q}_2 .

$$\dot{Q}_1 (CYCLEPAD) = 354213 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_1 (THERMOFLOW) = 354000 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_2 (CYCLEPAD) = 51294 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_2 (THERMOFLOW) = 68505,5 \text{ KW}$$

Esto se debe a que en el caso de simulación con Cyclepad, este parámetro no lo hemos calculado de la misma forma que en el caso de Thermoflow. En este caso el parámetro del calor cedido al fluido nos lo ha proporcionado el programa, ya que nosotros hemos fijado primeramente la masa de fluido que circulará por la caldera y la presión de entrada y salida al modelizar otros elementos.

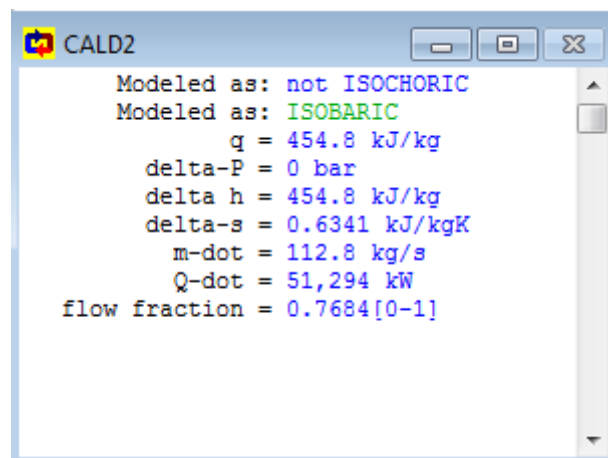


Figura 78: Modelizado Caldera 2 Cyclepad

El parámetro aparece en azul, lo que significa que no ha sido introducido por nosotros, si apareciese verde significaría que ha sido introducido de forma manual.

Estas dos diferencias son las causantes principales de la variación de rendimientos para los mismos ciclos simulados con los dos programas diferentes.

REFERENCIAS

- [1*] Development of the Ultra high Efficiency Thermal Power Generation facility. Thoshihiro Sano (Tokyo Electric power Company)
- [2*] Solar Towers with supercritical steam parameters – is the efficiency gain worth the effort? J.H Paterseim, A. Veeraragavan (University of Technology Sydney)
- [3*] Assessment of improved molten salt tower plants. Cs.Singer, .Giuliano, R.Buck (German Aerospace Centre (DLR))
- [4*] Benchmarking supercritical carbon dioxide cycles against steam Rankine cycles for Concentrated Solar Power. V.T Cheang, R.a Hedderwich, C.McGregor (Sasol Technology)
- [5*] Incorporating Supercritical Steam Turbines into advanced Molten-Salt. Power Tower Plants: Feasibility and Performance. James E.pacheco, Thorsten wolf, Nishant Nyley (Sandia National Laboratories)
- [5*] Solar Power Tower. Desing Basis Document. Alexis B.Zavoico (Sandia National Laboratories)
- [6*] Las renovables ante los recientes cambios normativos: el episodio jurisprudencial del RD 1565/2010, que modifica la tarifa retributiva de la energía fotovoltaica. Irene Ruiz Olmo (Universidad de Castilla-la Mancha)
- [7*] Plantas Termosolares de Torre Central (Renovetec)
- [8*] Evaluación del potencial de energía solar termoeléctrica. Estudio técnico PER 2011-2020 (IDAE: Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía)
- [9*] Energía solar Térmica de Concentración. Perspectiva mundial 2009 (Greenpeace)
- [10*] Guía técnica de la energía solar termoeléctrica. (Madridsolar)
- [11*] Informe en relación con la cumplimentación del artículo 4.3 de la directiva 2009/28/CE, de 23 de abril de 2009, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables (Ministerio de Industria, Turismo y Comercio)
- [12*] Protocolo de Kyoto de la convención marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático. (Naciones Unidas 1998)
- [13*] La Energía en España 2014 (Ministerio de Industria, Energía y Turismo)
- [14*] Termodinámica Técnica para ingenieros químicos. Ciclo Rankine (Antonio Pons Hernández)
- [15*] Informe estadístico energías renovables (IDAE)
- [16*] El consumo energético en el mundo, Europa y España. (Endesa Educa)
- [17*] La planificación energética en España (Endesa Educa)
- [18*] Crescent Dunes (Solar Reserve)

- [19*] BP Statistical Review of World Energy
- [20*] La Energía en España (Ministerio de Industria, Energía y Turismo)
- [21*] Estadísticas y Balances Energéticos (Ministerio de Industria, Turismo y Comercio)
- [22*] Atlas de radiación (Agencia Estatal de Meteorología)
- [23*] Medio ambiente (Junta de Castilla y León)
- [24*] Proyectos integrales de energía sustentable (BaseEnergy)
- [25*] Solaarweb.net (SolarPACES)
- [26*] Tecnologías solares termoeléctricas (Structalia, formación especializada)
- [27*] Energía solar para un mundo sostenible (Abengoa Solar)
- [28*] Energía termosolar: torre central (GMB Solutions)
- [29*] Energías renovables 2016. Reporte de la situación mundial (REN21)
- [30*] Red Eléctrica Española
- [31*] Principios fundamentales de los ciclos a vapor (Pablo Turmero)
- [32*] Estudio numérico del flujo de sales fundidas en un receptor central de torre mediante Fluent (Daniel Iglesias Fernández)